ПРИ ПОДДЕРЖКЕ

РАН
РФФИ
СМУ РАН

WWW.MIKMUS.RU

ИМАШ РАН

XXV

МИКМУС
ИМАШ РАН

13-15 ноября
2013

ИМАШ РАН
13-15 ноября
2013

СБОРНИК ТРУДОВ
МИКМУС-2013

МИКМУС
ИМАШ РАН

ИМАШ РАН

2013

Институт машиноведения
им. А.А. Благонравова РАН

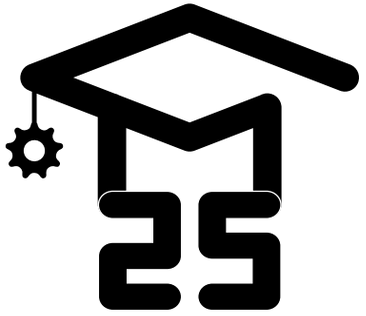
СБОРНИК ТРУДОВ

МИКМУС 2013

25

Юбилейная
международная
инновационно-ориентированная
конференция молодых учёных
и студентов

Приветствуем участников!



ПРОГРАММНЫЙ КОМИТЕТ

Р.Ф.Ганиев	академик, директор ИМАШ РАН - *председатель*
Н.А.Махутов	чл.-корр. РАН
В.К.Асташев	д.т.н., проф., зав.отделом “Механика машин и управление машинами”
Ю.И.Бобровницкий	д.т.н., зав.отделом “Теоретическая и прикладная акустика”
Ю.Н.Дроздов	д.т.н., проф., зав.отделом “Трение, износ и смазка. Трибология”
О.И.Косарев	д.т.н., зав.отделом“Виброакустика машин”
Ю.Г.Матвиенко	д.т.н., проф., зав.отделом “Прочность живучесть и безопасность машин”
В.О.Соловьёв	к.т.н., зав.отделом “Вибрационная биомеханика”
А.Н.Романов	д.т.н., зав.отделом “Конструкционное материаловедение”

ОРГАНИЗАЦИОННЫЙ КОМИТЕТ

А.Н.Полилов	д.т.н., проф.– председатель
Р.Ю.Сухоруков	к.т.н., зам.дир.ИМАШ РАН–зам.председателя
И.А.Разумовский	д.т.н. – зам. председателя
В.А.Глазунов	д.т.н., д.фил.н., проф.
С.Ю.Мисюрин	д.ф.-м.н, (уч.секр. комиссии РАН по работе с молодежью)
О.О.Мугин	к.т.н. (председатель Совета молодых ученых ИМАШ)
Г.Я.Пановко	д.т.н., проф., заслуженный деятель науки и техники РФ
М.В.Прожёга	к.т.н., ИМАШ РАН, председатель ППО
Х.Ф.Саберов	к.т.н., ИМАШ РАН
Н.А.Татусь	к.т.н., ИМАШ РАН – руководитель рабочей группы

КОНФЕРЕНЦИЮ ПОДДЕРЖИВАЮТ

Журнал «Машиностроение и инженерное образование»,
АСКОН, ABBY, ESET

РАБОЧАЯ ГРУППА

РЕДАКТОРСКАЯ КОЛЛЕГИЯ

Мугин О.О.,	к.т.н., с.н.с. ИМАШ РАН	куратор секции 8
Никифоров А.Н.,	к.т.н., с.н.с. ИМАШ РАН	куратор секции 7
Потапова А.А.,	н.с. ИМАШ РАН	куратор секции 1
Прожега М.В.,	к.т.н., с.н.с. ИМАШ РАН	куратор секции 3
Пугачев М.С.,	н.с. ИМАШ РАН	куратор секции 2
Саламандра К.Б.,	к.т.н., с.н.с. ИМАШ РАН	куратор секции 6
Степанян И.В.,	д.б.н., с.н.с. ИМАШ РАН	куратор секции 5
Шохин А.Е.,	к.т.н., н.с. ИМАШ РАН	куратор секции 4

Шабалин В.В. — администратор сайта, художественное оформление мероприятия

Издается при финансовой поддержке

- Российского фонда фундаментальных исследований
  Проект № 13-08-06845
- Президиума РАН
  Программа “Поддержка молодых ученых”-2013

101990, Москва, Малый Харитоньевский пер., 4
Издательство ИМАШ РАН. Заказ 25. Тираж 200 экз.

Российская академия наук
Российский фонд фундаментальных исследований
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

Юбилейная XXV Международная инновационно-ориентированная конференция молодых учёных и студентов

МИКМУС-2013

13-15 ноября 2013
ИМАШ РАН

Труды конференции

Москва
2013

Russian Academy of Sciences
Russian Foundation for Basic Research
Institute of Machines Science named by A.A. Blagonravov

XXV International Innovation Conference of Young Scientists and Students

IICYSS-2013

УДК 62

Юбилейная XXV Международная инновационно-ориентированная конференция молодых ученых и студентов (МИКМУС - 2013): Труды конференции (Москва, 13-15 ноября 2013 г.). / М: Изд-во ИМАШ РАН, 2013 – 419 с.

В сборнике представлены статьи по материалам докладов Юбилейной XXV Международной инновационно-ориентированной конференции молодых ученых и студентов (МИКМУС- 2013), содержание которых соответствует приоритетным направлениям развития машиноведения – науки о машинах:

- *транспортные авиационные и космические системы,*
- *индустрия наноситем и материалы,*
- *энергетика и энергосбережение*

Научные интересы молодых исследователей связаны с проблемами техногенной безопасности; конструкционным материаловедением; нелинейной волновой механикой; трибологией и поверхностной обработкой; механикой машин и управлением машинами; биомеханикой и медицинскими технологиями; вычислительными моделями технологических процессов и информационными технологиями; вибрационными процессами и системами, вибрационной диагностикой; энергетикой и транспортом.

Сборник отражает современные научно-технические тенденции и представляет интерес для научных работников, инженеров, аспирантов и студентов, специализирующихся в широкой области технических наук, а также представителей промышленного комплекса.

©ИМАШ РАН, 2013

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЛЕЗВИЙНОЙ ОБРАБОТКИ ЗАГОТОВОК ИЗ ТРУДНООБРАБАТЫВАЕМЫХ МАТЕРИАЛОВ

THE EFFICIENCY INCREASING OF HARD-TO-MACHINE MATERIAL WORKPIECES CUTTING

Р.Н. Акиньшин – асп.
Московский Государственный Технический Университет им. Н.Э. Баумана

Abstract. The engineering manufacture problems of hard-to-machine material workpieces cutting are considered. The methods of optimal cutting conditions selection, which enables to reduce treatment cost and guarantee required surface quality, is offered.

Разработка новых изделий в машиностроении, повышение их эксплуатационных характеристик связаны с освоением и использованием различных материалов, обладающих специфическими физическими, химическими и другими свойствами. Подобные сплавы (жаропрочные, жаростойкие, коррозионностойкие, высокопрочные, магнитные и т. п.) являются труднообрабатываемыми, что подразумевает большие затраты труда и материальных ресурсов на производство деталей из них. Значительную часть процесса изготовления практически любых деталей занимает их обработка на металлорежущем оборудовании. Несмотря на тенденцию к повышению точности заготовительных методов (литья, обработки давлением, порошковой металлургии) и получению готовых деталей без последующей механической обработки, 80-85% заготовок подвергаются обработке резанием, а ее трудоемкость достигает 50-60% и более от общей трудоемкости изготовления машиностроительных изделий [1]. По данным другого источника [2] доля обработки резанием в технологическом процессе изготовления деталей по трудоемкости и производственным затратам составляет 40-60% общих затрат.

На машиностроительных предприятиях (особенно в единичном, мелко- и среднесерийном производстве) обработка в основном ведется с режимами резания, значительно отличающимися от оптимальных. Причина этого в том, что справочные данные [3-8] имеют неполный ориентировочный характер, поскольку не учитывают значительного количества факторов, действующих в процессе резания, и их взаимного влияния друг на друга. Наиболее предпочтительным является построение технологической операции и выбор условий обработки (режима резания, параметров инструмента и т. п.) на основе функциональных зависимостей для определения параметров качества обрабатываемых деталей, отражающих физическую картину их формирования. Однако получение общезначимых математических зависимостей в связи со сложностью явлений, происходящих в процессе резания, затруднительно, и для решения задач оптимизации в основном используются эмпирические формулы, справедливые для узкого диапазона изменения условий обработки. В последнее время в связи с развитием вычислительной техники осуществляются попытки создания математических моделей, позволяющих численными методами теоретически рассчитывать напряженное состояние, температуру в зоне резания, силы резания, параметры формируемой при обработке поверхности, и выполнять оптимизацию на их основе. Сложность подобных моделей затрудняет их применение в производственной практике. Кроме того при разработке данных моделей также используются определенные допущения и упрощения, что приводит к погрешностям расчета.

Таким образом, вопросы, затрагивающие действие различных факторов в процессе резания и их влияние на параметры качества изготавливаемых изделий, представляют большой научный и практический интерес, а оптимизация условий лезвийной обработки на основе полученных зависимостей дает возможность снижения себестоимости машиностроительной продукции и экономии материальных ресурсов.

Поэтому целью данной работы является повышение эффективности лезвийной обработки заготовок из труднообрабатываемых материалов, т.е. снижение

технологической себестоимости обработки при гарантированном обеспечении качества поверхностного слоя деталей.

Технологическая себестоимость - себестоимость, которая включает в себя только затраты, связанные с выполнением технологического процесса [9]:

$$C_т = C_{заг} + C_з + C_э + C_в + C_{реж} + C_м + C_{об} + C_п + C_{пл}, \quad (1)$$

где $C_{заг}$ – стоимость исходной заготовки;

$C_з$ – заработная плата рабочих;

$C_э$ – затраты на силовую электроэнергию;

$C_в$ – затраты на вспомогательные материалы (смазочно-охлаждающие жидкости и т.п.);

$C_{реж}$ – затраты на режущий инструмент;

$C_м$ – затраты на мерительный инструмент;

$C_{об}$ – затраты на эксплуатацию оборудования (амортизационные отчисления, затраты на ремонт и т. п.);

$C_п$ – затраты на эксплуатацию приспособлений;

$C_{пл}$ – затраты на амортизацию и содержание производственных площадей;

Очевидно, что для снижения себестоимости обработки необходимо, чтобы снижение величины одних из перечисленных затрат не превышало увеличение величины других.

На основе анализа составляющих технологической себестоимости можно сделать вывод, что для повышения эффективности лезвийной обработки заготовок из труднообрабатываемых материалов необходимо повышение производительности при обеспечении заданной стойкости режущего инструмента и параметров качества детали в соответствии с требованиями конструкторской документации.

В настоящее время существует большое количество параметров, характеризующих качество поверхностного слоя [10-12]: геометрические параметры обработанной поверхности (параметры шероховатости и волнистости); поверхностные деформации (поверхностная микротвердость, степень наклепа, глубина наклепа); поверхностные остаточные напряжения; параметры дислокационной структуры сформированной поверхности и др.

В данной работе для определения качества поверхностного слоя используются параметры шероховатости поверхности: *Ra* - среднее арифметическое отклонение профиля и (или) *Rz* - высота неровностей профиля по десяти точкам (ГОСТ 2789-73). Причины выбора указанных параметров следующие:

- *Ra* и *Rz* оказывают влияние на такие эксплуатационные показатели деталей, как: контактная жесткость, износостойкость, усталостная прочность, коррозионная стойкость [9-12];
- *Ra* и *Rz* являются частью технических требований всех чертежей машиностроительных деталей и подлежат обязательному контролю;
- для данных параметров существуют доступные и надежные средства измерения.

Расчет высотных параметров шероховатости при лезвийной обработке предполагается выполнять по следующим формулам, отражающим физическую картину формирования поверхностного слоя детали [9, 10, 12]:

$$Rz = h_1 + h_2 + h_3, \quad (2)$$

где h_1 – составляющая профиля шероховатости, определяемая геометрией и кинематикой перемещения рабочей части инструмента, мкм;

h_2 – составляющая профиля шероховатости, вызванная колебаниями инструмента относительно обрабатываемой поверхности, мкм;

h_3 – составляющая профиля шероховатости, обусловленная пластическими деформациями в зоне контакта инструмента и заготовки, мкм.

Отметим, что в настоящее время получены общепринятые зависимости только для

определения геометрической составляющей профиля шероховатости h_1, для определения остальных слагаемых в (2) таких зависимостей нет.

В [9, 10, 12] расчет величины пластического оттеснения при лезвийной обработке в зоне контакта инструмента и заготовки предлагается выполнять по формуле:

$$b_{сдв} = 0{,}5 \cdot \rho \cdot [1 - \tau_{сдв} / (\tau_{сдв}^{\ 2} + \sigma_т^{\ 2})^{0{,}5}], \quad (3)$$

где ρ – радиус режущей кромки инструмента, мкм;

$\tau_{сдв}$ – прочность обрабатываемого материала на сдвиг, МПа;

$\sigma_т$ – предел текучести обрабатываемого материала, МПа.

В рамках рассматриваемой методики предполагается величины $\tau_{сдв}$ и $\sigma_т$ заменить на касательные и нормальные напряжения в зоне резания, рассчитанные на основе современных представлений теории резания [14-17].

Так касательные напряжения в условной плоскости сдвига при точении можно определить следующим образом [14-15]:

$$\tau = P_z / [\, t \cdot S_o \cdot (\operatorname{ctg} \varphi_y + \operatorname{tg} (\varphi_y + \eta - \gamma))], \quad (4)$$

$$\tau = P_z \cdot \cos(\varphi_y + \eta - \gamma) \cdot \sin \varphi_y / [\, t \cdot S_o \cdot \cos(\eta - \gamma)], \quad (5)$$

где P_z – тангенциальная составляющая силы резания, Н;

t – глубина резания, мм;

S_o – подача, мм/об;

φ_y – угол наклона условной плоскости сдвига;

η – средний угол трения на передней поверхности инструмента;

γ – передний угол инструмента.

Нормальные напряжения в условной плоскости сдвига:

$$\sigma = [\tau \cdot \mu - 0{,}5 \cdot \sin (2 \cdot (\varphi_y - \gamma)) \cdot (1 - \mu \cdot \operatorname{tg}(\varphi_y - \gamma))] / [\cos^2(\varphi_y - \gamma) \cdot (1 - \mu \cdot \operatorname{tg}(\varphi_y - \gamma))], \quad (6)$$

где μ – средний коэффициент трения на передней поверхности инструмента.

$$\mu = \operatorname{tg} \eta \quad (7)$$

Для определения среднего коэффициента трения в работе [15] приведена следующая зависимость, полученная на основе гипотезы о минимуме мощности стружкообразования:

$$\mu = \operatorname{tg} (90^\circ + \gamma - 2 \cdot \varphi_y), \quad (8)$$

При расчете угла наклона условной плоскости сдвига можно воспользоваться формулой [18]:

$$\varphi_y = \pi/2 - \operatorname{arctg} [\, (1{,}08 \cdot k_1 \cdot (\eta_0 \cdot E_1 \cdot b / a)^{0{,}25} + \cos\gamma - \sin\gamma) / (\cos\gamma + \sin\gamma)], \quad (9)$$

где k_1 – коэффициент, отражающий влияние скорости резания;

η_0 – упругая постоянная;

a – толщина срезаемого слоя, мм;

b – ширина срезаемого слоя, мм.

$$\eta_0 = (1 - \mu_1^{\ 2}) / E_1 + (1 - \mu_2^{\ 2}) / E_2, \quad (10)$$

где μ_1 , μ_2 – коэффициенты Пуассона обрабатываемого и инструментального материалов;

E_1, E_2 – модули упругости обрабатываемого и инструментального материалов, МПа.

Разумеется, представленные формулы (4-10) не являются общепринятыми и требуют дальнейшего уточнения. В процессе разработки методики оптимизации параметров режима резания предполагается оценить возможность их применения для решения поставленных задач и внести ряд поправок, которые должны повысить точность расчетов.

Из формул (4, 5) следует, что для определения напряжений в зоне резания необходимо значение составляющей силы резания P_z. В настоящее время, по мнению автора, не существует теоретических зависимостей, позволяющих с достаточной точностью априорно определять силу резания. Поэтому в рамках рассматриваемой методики предлагается тангенциальную составляющую силы резания P_z определять по эмпирическим формулам вида:

$$P_z = C_p \cdot t^x \cdot S_o^y \cdot v^n, \quad (11)$$

где C_p, x, y, n – постоянные для конкретных условий обработки;

v – скорость резания, м/мин.

Зависимость (11) необходимо будет получать экспериментальным путем для конкретного обрабатываемого материала и условий обработки или использовать справочные данные [3-8], недостатки которых были оговорены выше.

Для одновременного снижения интенсивности износа инструмента (увеличения пути резания), повышения производительности и обеспечения требуемых параметров шероховатости предлагается осуществлять обработку заготовок при режиме резания, обеспечивающем оптимальную температуру в зоне резания.

Понятие оптимальной температуры резания было введено проф.ом А.Д. Макаровым, и им был сформулирован закон ее постоянства [13]: оптимальным скоростям резания v_o (для заданного материала режущей части инструмента) при различных комбинациях скорости резания, подачи и глубины резания соответствует постоянная температура в зоне резания (оптимальная температура резания).

При оптимальной температуре резания, как показывают экспериментальные данные, полученные А.Д. Макаровым [13], наблюдаются минимум интенсивности износа инструмента и максимальный путь резания, пройденный инструментом за период стойкости (т.е. за период стойкости инструмент обрабатывает наибольшее количество заготовок), минимальная величина шероховатости, а также наименьшее изменение (как по глубине, так и интенсивности) физико-механических свойств обрабатываемого материала.

Оптимальная температура в зоне резания соответствует температуре структурно-фазовых превращений обрабатываемого материала [2].

Разрабатываемая методика повышения эффективности лезвийной обработки заготовок из труднообрабатываемых материалов заключается в определении режима резания, при котором температура в зоне резания соответствует оптимальной для выбранного материала, а величина параметра шероховатости *Ra* и (или) *Rz* обработанной поверхности достигает требуемых значений. Расчет температуры и напряженно-деформированного состояния при заданных параметрах режима резания и геометрии режущего инструмента предполагается выполнять на основе теоретических зависимостей, приведенных в [14-18]. Определение параметров качества поверхностного слоя *Ra* и (или) *Rz* осуществляется по формулам [9, 10, 12], описывающим физическую картину формирования микронеровностей поверхности при лезвийной обработке. Указанные теоретические зависимости будут уточняться на этапе экспериментальной проверки методики. Проверка точности применяемых зависимостей осуществляется по изменению параметров *Ra* и (или) *Rz* обработанной поверхности, измеренных профилографом-профилометром. Методика предусматривает оптимизацию всего технологического маршрута обработки поверхности, начиная с чистовых до черновых рабочих ходов.

Расчеты для определения оптимального режима резания будут выполняться с помощью программ Microsoft Office Excel или Open Office Calc. Использование указанных программных продуктов должно упростить применение методики в инженерной практике, так как они являются широко распространенными и общедоступными.

Предлагаемая методика позволит в производственных условиях при выбранных геометрии и материале режущей части инструмента определять рациональный режим резания, обеспечивающий максимальный путь резания инструмента (максимальное количество заготовок, обработанных за период стойкости инструмента), требуемые параметры качества сформированной поверхности, повышение производительности и, как следствие, снижение технологической себестоимости изготавливаемых деталей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Старков В.К. Физика и оптимизация резания материалов. - М.: Машиностроение, 2009. - 640 с.
2. Касимов Л.Н. Ресурсосберегающие технологии механической обработки труднообрабатываемых материалов. - Уфа: ООО «Дизайн ПолиграфСервис», 2003. - 182 с.
3. Обработка металлов резанием: справочник технолога / А.А. Панов, В.В. Аникин, Н.Г. Бойм и др.; под общ. ред. А.А. Панова. - 2-е изд. - М.: Машиностроение, 2004. - 784 с.
4. Обработка специальных материалов в машиностроении: справочник / В.И. Баранчиков, А.С. Тарапанов, Г.А. Харламов. - М.: Машиностроение, 2002. - 264 с.
5. Режимы резания для токарных и сверлильно-фрезерно-расточных станков с числовым программным управлением: справочник / В.И. Гузеев, В.А. Батуев, И.В. Сурков; под ред. В.И. Гузеева. - М.: Машиностроение, 2005. - 368 с.
6. Режимы резания труднообрабатываемых материалов: справочник / Я.Л. Гуревич, М.В. Горохов, В.И. Захаров и др. - 2-е изд. - М.: Машиностроение, 1986. - 240 с.
7. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 1 / Под ред. А.М. Дальского, А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова, А.Г. Суслова. - М.: Машиностроение-1, 2001. - 912 с.
8. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 2 / Под ред. А.М. Дальского, А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова, А.Г. Суслова. - М.: Машиностроение-1, 2001. - 944 с.
9. Научные основы технологии машиностроения / А.Г. Суслов, А.М. Дальский. - М.: Машиностроение, 2002. - 684 с.
10. Инженерия поверхности деталей / А.Г. Суслов, В.Ф. Безъязычный, Ю.В. Панфилов и др.; под ред. А.Г. Суслова. - М.: Машиностроение, 2008. - 320 с.
11. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин / А.М. Сулима, В.А. Шулов, Ю.Д. Ягодкин. - М.: Машиностроение, 1988. - 240 с.
12. Суслов А.Г. Качество поверхностного слоя деталей машин. - М.: Машиностроение, 2000. - 320 с.
13. Макаров А.Д. Оптимизация процессов резания. - М.: Машиностроение, 1976. - 278 с.
14. Обработка материалов резанием: учебное пособие / А.А. Рыжкин, К.Г. Шучев, М.М. Климов. - Ростов н/Д: Феникс, 2008. - 411 с.
15. Резание материалов. Термомеханический подход к системе взаимосвязей при резании: учебник для техн. вузов / С.А. Васин, А.С. Верещака, В.С. Кушнер. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. - 448 с.
16. Силин С.С. Метод подобия при резании материалов. - М.: Машиностроение, 1979. - 152 с.
17. Теория резания: учебник / П.И. Ящерицын, Е.Э. Фельдштейн, М.А. Корниевич. - 2-е изд. - Мн.: Новое знание, 2006. - 512 с.
18. Грубый С.В. Разработка методологии управления режимными параметрами и процессом изнашивания инструментов как основы повышения эффективности лезвийной обработки: диссертация на соискание ученой степени д-ра техн. наук: 05.03.01 / С.В. Грубый. - М., 2004. - 535 с.

АНАЛИЗ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ МЕЖДУ ДИСКОМ С ЛОПАТКАМИ И КОРПУСОМ ЧЕРЕЗ ЛАБИРИНТНОЕ УПЛОТНЕНИЕ

INTERACTION ANALYSIS BETWEEN BLADED DISK AND CASING VIA A LABYRINTH SEAL

Ф.Б. Андреев[1,2] **–** асп., **А.М. Гуськов**[1] **–** д.т.н., проф.
F. Thouverez[2] – д.т.н., проф., **L. Blanc**[2]– к.т.н., доц.
[1]МГТУ им Н.Э.Баумана, Кафедра РК-5 «Прикладная механика»
[2]Ecole Centrale de Lyon, Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes, UMR CNRS 5513,Equipe Dynamique des Systèmes et des Structures

Abstract. This paper present a simplified coupled model of bladed disk and flexible stator. The interaction between rotating parts and stationary ones is set through the gas flow in the straight-through labyrinth seal located on the tip of the blades. The stability of steady motion of the coupled system of the rotor-stator labyrinth seal is studied. Prior to the complete rotor - stator aeroelastic contact study, a simpler model involving a rigid rotating shaft is compared with literature's models, showing good adequacy. On this model a loss of stability of steady motion and the appearance of oscillations in the coupled system with the presence of the labyrinth seal is shown.

Лабиринтные уплотнения широко распространены в турбореактивных и паровых турбинах и компрессорах. Они разделяют зоны высокого от зон низкого давления и минимизируют утечки газа из зоны высокого давления (рис. 1).

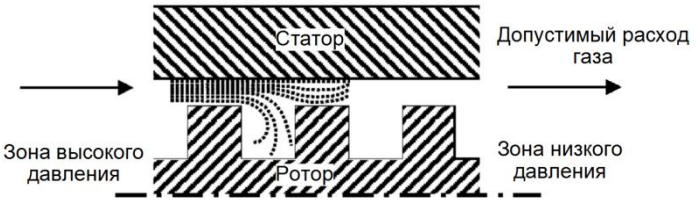


Рис. 1. Принцип работы лабиринтного уплотнения

Существует несколько типов используемых лабиринтных уплотнений: прямые, с расположением зубьев в шахматном порядке, ступенчатые, интерференционные и комбинированные. Наиболее распространенным является прямое уплотнение, которое было изучено в работах [1-4]. Утечки, зависящие от большого количества параметров, таких как геометрия зубов, число полостей, разница давлений на входе и на выходе, температура и тип газа и т.д., неизбежно присутствуют даже в случае истираемых уплотнений (рис. 2). Правильный расчет и контроль утечек является ключевым фактором в эффективности и экономичности работы турбомашин.

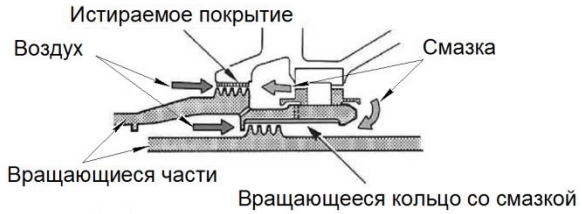


Рис. 2. Пример истираемого лабиринтного уплотнения

Газовый поток через данный тип уплотнения может быть коротко описан следующим образом. Закрученный вихревой газ под высоким давлением попадает через зазор между первым зубом лабиринтного уплотнения и внешней стенкой в первую камеру лабиринтного уплотнения, расширяется и изменяет свой момент вращения из-за трения о

стенки полости, которая может вращаться со скоростью, отличающейся от скорости вихря на входе. Вращение в общем случае не осесимметричное и нестационарное из-за небольших колебаний ротора. После того, как газ преодолевает несколько подобных полостей, он оказывается на другом конце уплотнения со значительно сниженным давлением. Серьезным допущением, которое упрощает полуаналитическую трактовку этого сложного трехмерного нестационарного потока, является признание факта, что давление и окружная скорость газа в каждой полости не зависит от радиальной, но зависит от угловой координаты внутри полости. Вышеупомянутое допущение можно обосновать из относительной малости высоты полости по отношению к радиусу статора и из отсутствия учета физики течения газа в принятой модели лабиринтного уплотнения. В дополнение к этому, когда поток рассматривается в нулевом приближении (вращение ротора без вибраций), его можно принять осесимметричным и стационарным. Но в общем случае распределение давления внутри полости неоднородно и может привести к появлению неуравновешенных сил на вращающемся валу. Присутствие сил подобного рода может вызвать неустойчивость ротора [5].

В попытке включить силы, вызванные потоками жидкости или газа, в анализ динамики роторов, многие исследователи искали динамические коэффициенты в разных формулировках для описания динамики лабиринтных уплотнений [1,2,3]. Наиболее широко распространенная модель [6] для описания сил реакции (F_x, F_y) для малого движения вокруг центра (X, Y) (рис. 3) использует следующие линеаризованные уравнения:

$$M\begin{Bmatrix}\ddot{X}\\ \ddot{Y}\end{Bmatrix}+\begin{bmatrix}C & c\\ -c & C\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\dot{X}\\ \dot{Y}\end{Bmatrix}+\begin{bmatrix}K & k\\ -k & K\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}X\\ Y\end{Bmatrix}=-\begin{Bmatrix}F_X\\ F_Y\end{Bmatrix} \tag{1}$$

где K, C – прямые и k, c – перекрестная жесткость и гироскопическая составляющая матрицы демпфирования соответственно. Перекрестная жесткость в данном случае является очень существенным параметром, от которого зависит устойчивость системы. В нашем случае, для лабиринтного уплотнения с газом, присоединенной массой M можно пренебречь. Моделирование силовых характеристик лабиринтного уплотнения сводится к определению коэффициентов K, C, k, c.

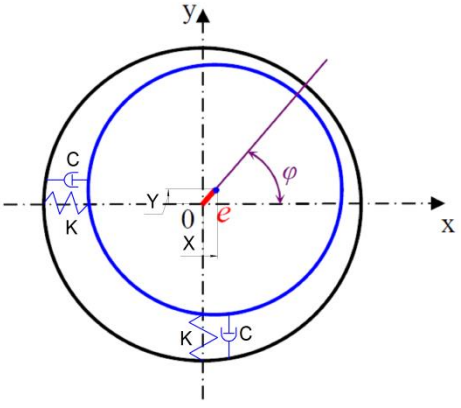


Рис. 3. Используемая модель для описания сил реакции от лабиринтного уплотнения

Традиционно аналитическое описание потока в уплотнении базируется на модели турбулентного внутрикамерного потока Хирса [7]. Этот подход использует модель трения в трубах Блазиуса для фактора трения f

$$f=\frac{\tau_w}{\frac{1}{2}\rho U^2}=n\left(\mathrm{Re}\right)^m=n\left(\frac{\rho U(2H)}{\mu}\right)^m \tag{2}$$

где U – скорость внутрикамерного потока по отношению к ротору или стенке статора, ρ - плотность газа, τ_w - напряжения сдвига на стенке. Число Рейнольдса зависит от

гидравлического диаметра, который в два раза больше зазора в H. Эмпирические коэффициенты *n* и *m* берутся из экспериментальных данных. Для гладких труб *n* = 0.079 и *m* = -0.25. Нельсон [8] провел первое полноценное исследование, основанное на теории Хирса, для утечек и динамических коэффициентов ур. (1) в системе с коническим лабиринтным уплотнением в турбулентном режиме. Было обнаружено, что данная теория дает хорошие результаты для незакрученного потока газа на входе, однако, для закрученного результаты сильно отличались от экспериментальных.

Нельсон и Нгуен [9] предложили модель, где используется параметр "относительной жесткости":

$$f = a_1\left[1+\left(\frac{b_1 e}{Dh}+\frac{b_2}{\mathrm{Re}}\right)^{\frac{1}{3}}\right],\ \mathrm{Re}=\frac{VDh\rho}{\mu} \qquad (3)$$

здесь $a_1 = 1.375 \times 10^{-3}$, $b_1 = 2 \times 10^4$, $b_2 = 10^6$ и $\frac{e}{Dh}$ - относительная жесткость. Данная модель лучше подходит для изучения закрученных на входе потоков, что удалось установить в ходе экспериментов. Именно ее мы и использовали в своей работе.

Трехмерный поток в лабиринтном уплотнении является достаточно сложным. С целью записи поддающихся обработке уравнений, описывающих поток, необходимо принять некоторые допущения:

1. Температура внутри полости постоянна.
2. Газ полагается идеальным.
3. Вариациями давления внутри полости можно пренебречь в сравнении с разницей давления между полостями.
4. Частота акустического резонанса в полости значительно выше частоты вращения.
5. Осевая компонента скорости пренебрежимо мала для определения окружных напряжений сдвига.

Предлагаемая в настоящей работе модель отличается от ранее предложенных использованием модели Муди (3) для фактора трения между стенками полости и газовым потоком и использованием алгоритма Левенберга-Марквардта для нахождения давлений и окружных скоростей газа в полостях уплотнения. Рассмотрена система с лабиринтным уплотнением на валу ротора с эллиптической орбитой вращения его центра (рис.4).

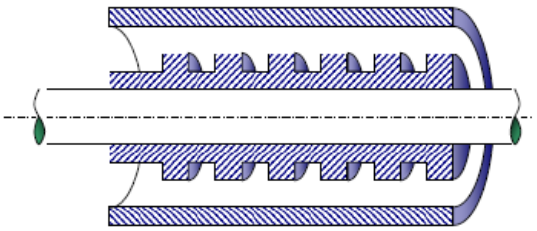


Рис.4. Модель ротора с лабиринтным уплотнением и гладкого статора

Каждый динамический коэффициент представлен в зависимости от угловой скорости вращения вала для двух уровней входного давления. Полученные нами данные сравниваются с результатами из публикации Мальвано [10] (обозначены аббревиатурой MVV) и с экспериментально полученными результатами из публикации Шаррера [11].

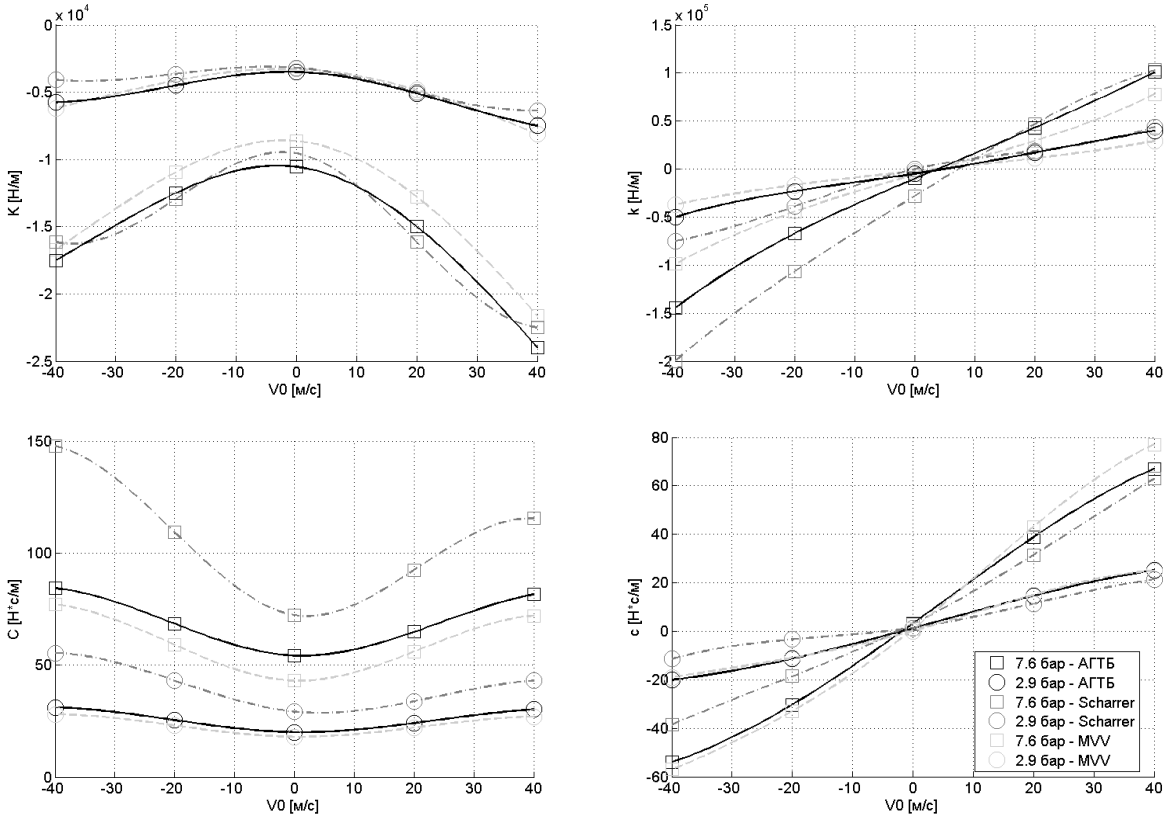


*Рис.5. Зависимость динамических коэффициентов от входной скорости воздушного потока для двух уровней входного давления – 7.6 бар и 2.9 бар. Результаты представлены для следующих параметров системы: N_t = 16, P_{out} = 0.943 бар, R = 287 Дж / кг К, γ = 1.40, L =0.003175 м, H =0.00406 м, W = 3000 об/мин, T = 300 K, N = 0.144*10^{-4} м^2 / с, H =0.0756 м, H =0.003175 м*

Из рис.5 следует, что предложенная модель имеет достаточную точность в описании динамики связанной системы ротора-статора и лабиринтного уплотнения и может быть использована при рассмотрении более сложной системы.

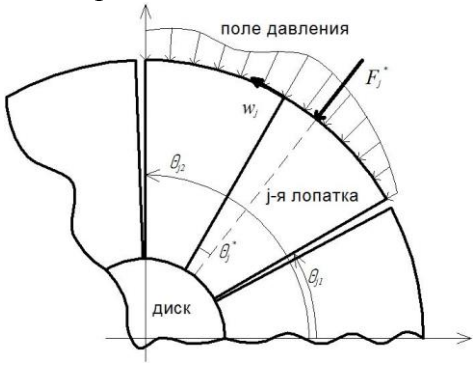


Рис.5. Модель диска с лопатками с лабиринтным уплотнением на их концах

Уравнения динамики ротора с учетом сил, возникающих в лабиринтном уплотнении в форме Коши для связанной системы имеют вид системы ОДУ с постоянными коэффициентами:

$$\begin{Bmatrix} \dot{Q}_1 \\ \dot{Q}_2 \\ \dot{X} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & I & 0 \\ -M^{-1}K & -M^{-1}D & M^{-1}Rt \\ A_{der}^{-1}B & A_{der}^{-1}C & -A_{der}^{-1}A \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ X \end{Bmatrix} \quad (4)$$

Устойчивость решений уравнений (4) определяется значениями действительных частей корней характеристического уравнения. Вычисления приведены при следующих значениях физических параметров, входящих в уравнения (4) (параметры лабиринтного

уплотнения и газа соответствуют таковым в статье Мальвано [10]):

S_{stat}	I_{stat}	δ	R_{stat}	L_x	L_y	h	ρ	E	ν
$1.2\cdot10^{-2}$ м^2	$1.6\cdot10^{-6}$ м^4	0.5 мм	0.5005м	0.5 м	0.3 м	0.01 м	$7.8*10^3$кг/м^3	210ГПа	0.3

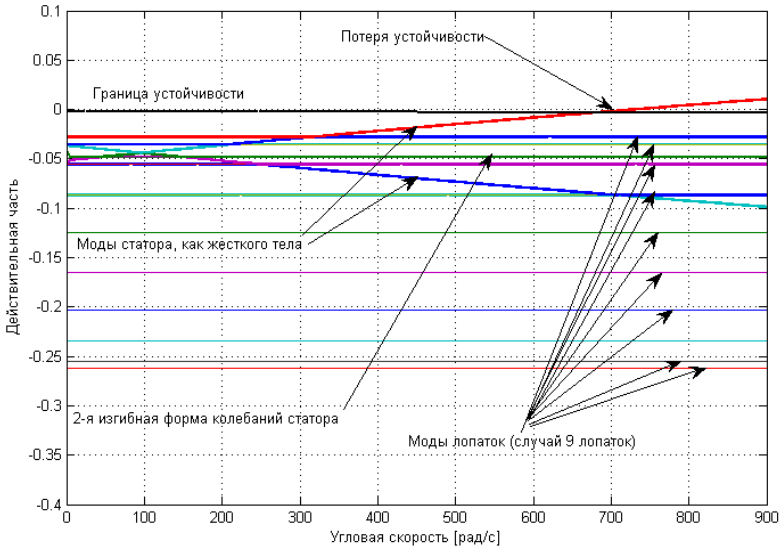


Рис.6. Действительные части корней характеристического многочлена системы (5) при входной скорости воздушного потока V_0= -40 м/с

В результате, мы видим, что присутствие лабиринтного уплотнения в предложенной к рассмотрению автономной системе (4), приводит к неустойчивости стационарного невозмущенного движения.

ЛИТЕРАТУРА

1. D. Eser and J. K. Kazakia, "Air Flow in Cavities of Labyrinth Seals," International Journal of Engineering Science, 33, pp. 2309-2326, 1995.
2. D. W. Childs and J. K. Scharrer, "An Iwatsubo-based solution for labyrinth seals: comparison to experimental results," Trans. ASME J. of Engr. for Gas Turbines and Power, 108, pp. 325-331, 1986a.
3. J. L. Dillon, "Ms. Thesis," Lehigh University, 1990.
4. T. W. Ha, "Rotordynamic Analysis for Stepped-Labyrinth Gas Seals Using Moody's Friction-Factor Mode," KSME International Journal, 15, pp. 1217-1225, 2001.
5. J. S. Alford, "Protecting turbomachinery from self-excited rotor whirl," Trans. ASME J. of Engineering for Power 87, pp. 333-344, 1965.
6. T. Iwatsubo, "Evaluation of instability forces of labyrinth seals in turbines or compressors," in NASA Conf. Pub. 2133: Rotordynamic Instability Problems in High-Performance Turbo machinery, Texas, 1980.
7. G. G. Hirs, "A Bulk-Flow Theory for Turbulence in Lubricating Films," ASME Journal of Lubrication Technology, 95, pp. 137-146, 1973.
8. C. Nelson, "Rotordynamic Coefficients for Compressible Flow in Tapered Annular Seals," ASME Journal of Tribology, 107, pp. 318-325, 1985.
9. C. Nelson and D. Nguyen, "Comparison of Hirs' Equation with Moody's Equation for Determining Rotordynamic Coefficients of Annular Pressure Seals," ASME Journal of Tribology, 109, pp. 144-148, 1987.
10. R. Malvano, F. Vatta and A. Vigliani, "Rotordynamic Coefficients for Labyrinth Gas Seals: Single Control Volume Model," Meccanica, 36, pp. 731-744, 2001.
11. J. K. Scharrer, "A Comparison of Experimental and Theoretical Results for Rotordynamic Coefficients for Labyrinth Gas Seals," Tech. Rep. SEAL-2-85, Texas A&M University, 1985.

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ МОДУЛЬНОЙ ТЕХНОЛОГИИ ОСНОВЫ АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИИ

BASIC PRINCIPLES OF MODULAR TECHNOLOGY AS A BASIS FOR CAD SYSTEMS

А.М.Арзыбаев – к.т.н., научный сотрудник
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

Abstract. Automated engineering of technological processes and formation of groups of equipment for the integration of CAD systems implemented on the basis of modular technology.

Аннотация. На основе модульной технологии реализованы автоматизированное проектирование технологических процессов и формирование групп оборудования для интеграции САПР ТП.

Модульная технология — это новый вид технологии, который является дальнейшим развитием единичной, типовой и групповой технологий и аккумулирует в себе все их преимущества.

Основным принципом модульной технологии является представление детали совокупностью модулей поверхностей (МП), под которыми понимают сочетания поверхностей, с помощью которых деталь выполняет служебные функции [1]. Чертеж детали в таком случае можно представить как сборочную единицу, у которой в качестве деталей выступают МП (рис.1).

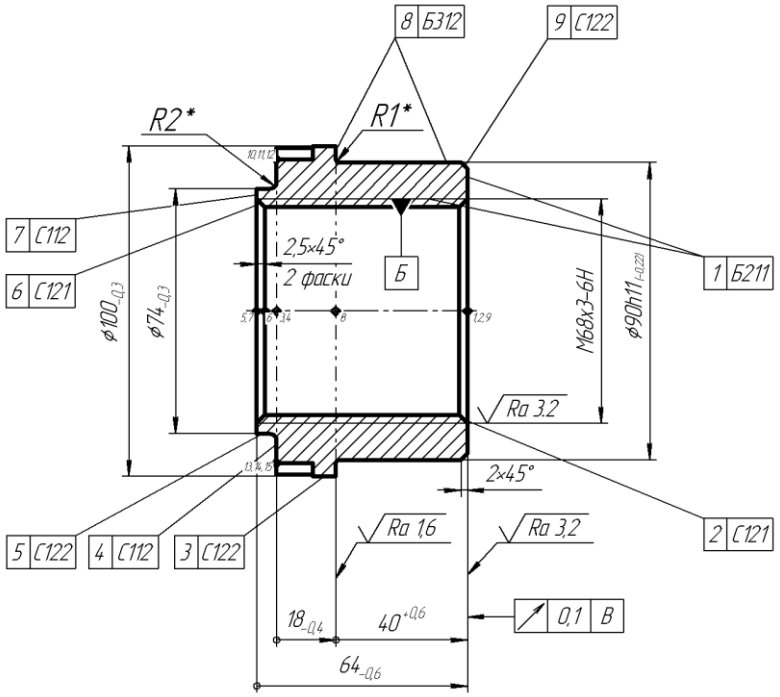


Рис.1. Чертеж детали в модульном исполнении

Исследование состава МП многочисленных деталей различных конструкций и принадлежащих различным изделиям показало ограниченность их разнообразия, постоянство конструкций и однозначность в определении. Согласно классификации все разнообразие МП ограничено 26 наименованиями базирующих, рабочих и связующих МП. Каждое наименование МП имеет свой ряд типовых конструктивных решений, а каждая конструкция имеет свою классификацию по размерам, точности и шероховатости

поверхностей.

Модульная технология создает хорошие предпосылки для автоматизированного проектирования технологических процессов (ТП), поскольку модульный ТП разрабатывается методом компоновки из модулей процессов изготовления МП, входящих в состав изготовляемого изделия. В состав модуля процесса изготовления МП (МТО) входят модули средств технологического обеспечения, к которым относятся модули станочного оборудования (МО), инструментальной наладки (МИ), приспособления (МПр), контрольно-измерительного устройства (МКИ). По каждому из этих элементов создается банк данных, к которому обращаются при проектировании ТП изготовления детали.

Для формирования банка данных МО необходимо вначале определить технологические возможности станков на модульном уровне [2]. С этой целью за каждым станком из станочного парка предприятия надо закрепить перечень МП, которые можно на нем изготовить.

Технологические возможности станков по изготовлению МП определяются в несколько этапов. Сначала по кинематике станка определяют поверхности МП, которые можно на нем изготовить, а затем виды МП, образованные из этих поверхностей. Далее проверяют соответствие положений поверхностей в конструкциях МП и в рабочем пространстве станка при изготовлении. Затем для каждого МП устанавливают диапазоны размеров, которые могут быть получены на станке. После этого по геометрической точности станка определяется достижимая точность изготовления МП по каждому показателю. В итоге за станком закрепляется перечень МП, которые можно на нем изготовить с определенными диапазонами размеров, точности и шероховатости поверхностей.

При наличии такой информации технолог при проектировании технологических операций в САПР ТП, делает запрос в банк данных по имеющемуся станочному парку предприятия, определяет возможные модели станков и с учетом дополнительных данных выбирает модель станка для изготовления заданных МП.

Модульная технология позволяет обеспечить требуемое качество за счет того, что выбор оборудования и проектирование технологии основаны на гарантии обеспечения качества — параметров, характеризующих качество изготовляемого изделия.

Оптимальный контроль качества этих параметров можно реализовать через интеграцию программного модуля с САПР ТП и MES (Manufacturing Executing System – исполнительная производственная система), который будет взаимодействовать с базой данных контролируемых параметров по изготавливаемым деталям и сборочным единицам (ДСЕ) и результатами измерений и контроля правильности выполнения технологических операций на предприятии.

При таком варианте контроля можно существенно снизить участие человека путем разработки специализированных методик обнаружения брака, которые позволят автоматизировать процесс контроля качества изготовляемых ДСЕ.

Из САПР ТП в базу данных поступает информация о контролируемых параметрах, которые позволяют судить о правильности выполнения технологического процесса, а во время выполнения конкретной деталеоперации в MES-системе необходимо организовать диалог с сотрудником отдела технического контроля, в результате которого будет зафиксировано наличие дефектных деталей. При этом есть возможность зафиксировать, по каким именно контролируемым параметрам конкретная деталь имеет какой-либо дефект и ввести значения размеров, которые явились причиной брака.

Результаты измерений контролируемых параметров позволят сделать любой анализ по предотвращению брака, удовлетворить требования многих международных отраслевых стандартов, базирующихся на ISO 9001 в части контроля и измерения продукции и упростить реализацию третьего этапа цикла PDCA.

Одним из основных показателей эффективности работы любого производственного

предприятия является фондоотдача или коэффициент оборота основных средств. Арифметически фондоотдача рассчитывается просто (отношение стоимости выпущенной продукции к стоимости основных средств). Однако значимость этого фактора трудно переоценить, ведь чем выше этот показатель, тем более эффективно используются существующие мощности для выпуска новой продукции и соответственно, получения прибыли, которая позволит предприятию в дальнейшем совершенствовать основные фонды.

Коэффициент фондоотдачи зависит от множества факторов и существенно разнится по отраслям, но можно с уверенностью сказать, что практически все промышленные предприятия заинтересованы в его увеличении, т.е. в более эффективном использовании своих средств производства.

Повысить коэффициент фондоотдачи можно различными путями, например, закупкой более эффективного оборудования, применением новых технологий (что в большинстве своем связано как раз с использованием нового оборудования), повышением эффективности использования уже имеющегося оборудования (например, введение дополнительных смен). Безусловно, каждый из шагов, направленных на увеличение показателя фондоотдачи, должен иметь под собой тщательное экономическое обоснование. К примеру, закупленное дорогое импортное оборудование за счет высокой стоимости может привести к обратным результатам, если его вклад в повышение эффективности производства окажется незначительным (этот эффект может быть устранен в течение нескольких лет за счет амортизации).

Следует отметить, что увеличение фондоотдачи за счет повышения эффективности использования уже имеющегося оборудования может быть в ряде случаев достигнуто без значительных финансовых вложений. Речь идет, прежде всего, о правильной постановке управленческой работы, призванной снизить простой оборудования и сократить различные вспомогательные операции. В частности, подобные вещи ставит своей целью концепция бережливого производства, чьи основные принципы были сформулированы еще в середине прошлого века на фирме Toyota (несмотря на это, эти принципы обретают все большую популярность в России в качестве передового западного опыта).

В Японии разработали уникальную на тот момент систему не от хорошей жизни, а во многом из-за того, что низкий послевоенный спрос не мог оправдать значительных инвестиций в оборудование, т.е. ставили во главу угла именно эффективное использование уже имеющегося оборудования.

В ряде случаев даже самая эффективная система менеджмента не в состоянии решить задачу рационального использования оборудования. В частности, речь идет о мелко- и среднесерийном производстве, где (в отличие от того же производства автомобилей) само построение оптимального графика загрузки представляет нетривиальную задачу (в качестве примера можно взять ремонтный цех крупного завода, где прогноз «заказов» крайне затруднен, и каждый из них в значительной степени уникален). Решить ее помогают специальные программные комплексы, обладающие серьезными математическими алгоритмами, позволяющими оптимальным образом формировать график загрузки оборудования. При использовании качественных продуктов коэффициент загрузки может быть повышен на десятки процентов, что в свою очередь непременно скажется на фондоотдаче [3].

Из изложенного можно сделать следующие выводы:

1. Интеграция САПР ТП и MES-системы на основе модульной технологии позволяет получить новое качество решения: группы оборудования, необходимые для получения вариантности технологических процессов при оптимизации расчета производственного расписания, формируются на основе характеристик единиц оборудования на языке модульной технологии.

2. Предложенная методология создает хорошие предпосылки для автоматизированного проектирования технологических процессов, поскольку модульный

технологический процесс разрабатывается методом компоновки из модулей процессов изготовления МП, входящих в состав изготовляемого изделия.

3. Модульная технология позволяет обеспечить требуемое качество за счет того, что выбор оборудования и проектирование технологии основаны на гарантии обеспечения качества — параметров, характеризующих качество изготавливаемого изделия.

4. Повышение фондоотдачи оборудования напрямую связано специальными программными комплексами (MES-системами), обладающими серьезными математическими алгоритмами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Базров Б.М. Модульная технология в машиностроении. М.:Машиностроение,2001.368 с.
2. Базров Б.М., Демин А.Б. Определение технологических возможностей станков//Вестник машиностроения. 2007. № 3. С. 47—50.
3. Автоматизированное проектирование технологии и формирование групп оборудования на основе интеграции САПР ТП и MES на принципах модульной технологии/ Е.Б. Фролов [и др.] // Станочный парк. – 2011. – №9. – с.44-51.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ЧУВСТВИТЕЛЬНОГО ЭЛЕМЕНТА ДЛЯ РЕГИСТРАЦИИ ТЕРАГЕРЦОВОГО ИЗЛУЧЕНИЯ НА ОСНОВЕ ЭФФЕКТА АВТОЭЛЕКТРОННОЙ ЭМИССИИ

INVESTIGATION OF DYNAMIC BEHAVIOUR OF SENSOR FOR MEASUREMENT OF TERAHERTZ RADIATION BASED ON FIELD EMISSION EFFECT

Д.В. Барышева – асп., асс., **И.А. Киселев** – к.т.н., асс.,
С.А. Воронов – д.т.н., проф., **И.В. Воронин –** асп., асс.
МГТУ им. Баумана

Abstract. A method of simulation of micro- and nano- electromechanical sensors, measuring radiation in the terahertz frequency range, under the influence of thermal, dynamic and electrostatic effects is presented in this paper. The proposed approach of modeling the problem allows obtaining the sensor motion and operating characteristics over time caused by different excitation sources. This method supposes a solution of the nonlinear coupled unsteady problem of sensor deformation considering mutual influence of the field emission current and electrostatic forces. Examples of using the proposed approach are considered.

ВВЕДЕНИЕ

Изучение микро- и нано- электромеханических чувствительных элементов, регистрирующих излучение в терагерцовом диапазоне частот (МЭМС и НЭМС) является перспективной областью исследования.

В настоящее время с точки зрения практического применения большой интерес представляет терагерцовый диапазон частот с длиной волн от 3 мм до нескольких мкм:

1) Каждое вещество имеет свой спектральный отклик на терагерцовое излучение в данном частотном диапазоне. Таким образом, на основе терагерцового излучения могут быть построены перспективные системы безопасности и сканеры опасных веществ.

2) Все окружающие нас предметы излучают в той или иной мере в ТГц-диапазоне. В результате ТГц-излучение различных объектов может быть зарегистрировано в форме ТГц изображения-портрета, позволяющего определять различные характеристики объектов.

3) ТГц-излучение является проникающим, подобно рентгеновскому, но в отличие от него не ионизирует среду. Таким образом, его применение является перспективным в системах медицинской диагностики, так как отсутствует негативное влияние излучения на исследуемый организм.

Однако, в настоящее время широкое использование ТГц-излучения осложняется проблемами при его регистрации и анализе [1].

ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ТЕРАГЕРЦОВОГО ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИЕМНИКА

Конструкция чувствительного элемента (ЧЭ) терагерцового электромеханического приемника (ТЭМП) излучения представлена на рисунке 1а. ЧЭ представляет собой микробиметаллическую пластину, закрепленную на подложке устройства при помощи центральной опоры [2]. По углам подложки располагаются вискеры – острийные катоды (наноразмерный эмиссионный слой), являющиеся источниками электронов и обеспечивающие явление автоэлектронной эмиссии между вискером и ЧЭ. На рисунке 1б представлена электрическая схема устройства: вискер имеет нулевой потенциал, к центральной опоре через дополнительное сопротивление Rn подводится напряжение питания чувствительного элемента. Величина зазора между углами пластины и вершинами вискеров подбирается с таким расчетом, чтобы обеспечить протекание в зазоре заданного тока автоэлектронной эмиссии в недеформированном состоянии ЧЭ.

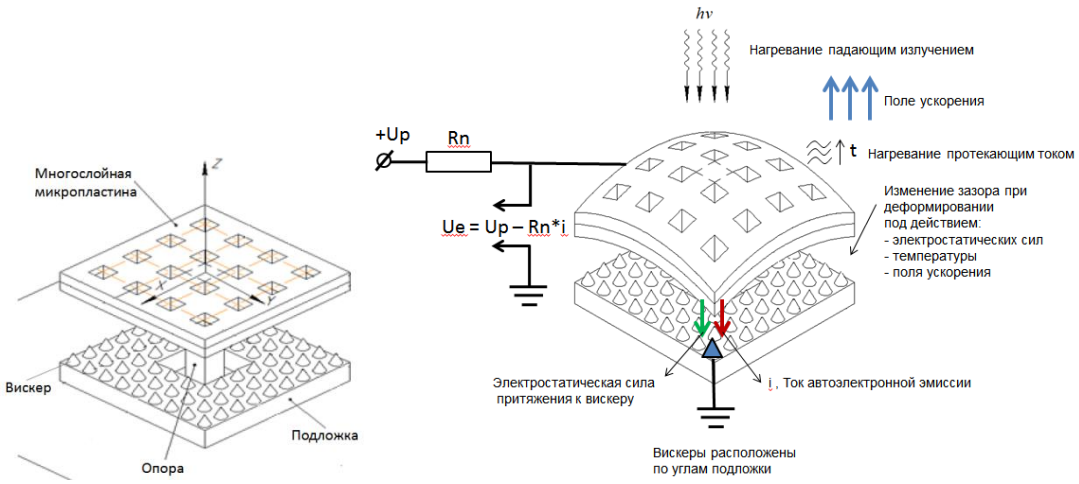


Рис. 1. а) чувствительный элемент ТЭМП; б) Схема работы ТЭМП

Принцип действия приемника заключается в следующем: терагерцовое излучение, падающее на поверхность ЧЭ, поглощает верхний слой биметаллической пластины и преобразует в тепло. При нагревании чувствительного элемента возникает тепловой поток через опору в сторону подложки, температура которой поддерживается на постоянном уровне. За счет температурного расширения и биметаллического эффекта пластина ЧЭ изгибается, что приводит к изменению зазора между вискером и внутренней поверхностью ЧЭ и изменению тока и напряжения эмиссии [3]. Таким образом, интенсивность падающего излучения связана с напряжением эмиссии. На выходную характеристику устройства (зависимость напряжения эмиссии от интенсивности падающего излучения) оказывает влияние дополнительный нагрев, обусловленный протеканием тока в ЧЭ, а также электростатическая сила, действующая между вискером и поверхностью ЧЭ. Дополнительные искажения выходного сигнала могут возникать, если устройство вынуждено работать в условиях вибрации или ударов, поскольку в этом случае ЧЭ испытывает дополнительный изгиб от действия поля ускорения.

Целью данной работы является исследование динамики ЧЭ ТЭМП в нестационарной связанной мультифизической нелинейной постановке, для реализации которого необходимо разработать математическую модель ЧЭ с учетом деформирования ЧЭ, теплопередачи, электрических полей в объеме ЧЭ, нестационарного внешнего поля ускорения, а также нелинейной зависимости для тока автоэлектронной эмиссии и электростатической силы. Предлагается использовать итерационный подход, позволяющий решать связные задачи с учетом вышеперечисленных физических воздействий. Данный подход является универсальным и пригоден для моделирования поведения ЧЭ с различной геометрией. В работе [1] продемонстрировано применение данного подхода к задачам статики.

Для моделирования движения ЧЭ применяется метод разложения по собственным формам колебаний. При этом учитывается действие нелинейной электростатической силы и нелинейная зависимость тока автоэлектронной эмиссии от величины зазора, поэтому на каждом шаге по времени при интегрировании уравнений движения требуется проводить их итерационное уточнение. Эффект разогрева ЧЭ протекающим током не учитывается в силу малого влияния по сравнению с разогревом от падающего ТГц излучения, что было показано на примере [1], аналогичном рассматриваемому в настоящей работе.

АЛГОРИТМ РЕШЕНИЯ НЕЛИНЕЙНОЙ ЗАДАЧИ ДИНАМИКИ ЧЭ

В настоящей работе для решения поставленной задачи моделирования динамики ЧЭ в нелинейной постановке предлагается использовать итерационный подход уточнения перемещений ЧЭ с целью учета нелинейных зависимостей электростатической силы и

тока автоэлектронной эмиссии на каждом шаге по времени. Алгоритм заключается в следующей последовательности расчета:

1. **Задание параметров модели.**
2. **Создание сетки конечных элементов.**
3. **Нахождение собственных частот и собственных форм** конструкции методом итерации подпространства.
4. **Выбор вида сигнала (синусоидальное возбуждение, удар, ШСВ).**
5. **Вход в цикл по времени для моделирования динамики методом разложения по собственным формам.**
6. **Инициализация итерационного процесса.** Перед началом итерационного процесса должны быть заданы начальные значения зазора и тока эмиссии (некоторые заранее известные приближения к решению, которые требуется уточнить за счет итерационного процесса).
7. **Определение напряжения эмиссии** по нелинейной формуле:

$$U_e = U_П - i_e \cdot R_н,$$

где $U_П$ - напряжение питания, i_e - ток автоэлектронной эмиссии, $R_н$ - электрическое сопротивление.

8. **Определение тока эмиссии**, который является нелинейной функцией напряжения эмиссии и зазора:

$$i_e = K_i \frac{U_e^{3/2}}{\Delta^2},$$

где K_i - поправочный коэффициент, Δ - величина зазора.

9. **Определение электростатической силы,** действующей между вискером и упругим элементом, по формуле:

$$F = K_f \frac{\varepsilon_r \varepsilon_0 U_e^{\,2} S}{2\Delta^2},$$

где K_f - поправочный коэффициент, ε_0 - электрическая постоянная, ε_r - относительная диэлектрическая проницаемость, S - площадь поверхностей, между которыми происходит электростатическое взаимодействие.

Данная зависимость также является нелинейной функцией напряжения эмиссии и зазора.

10. **Приложение массовых сил, вызванных действующим полем ускорения, и электростатических сил к КЭ модели.**
11. **Интегрирование уравнений движения на шаге по времени**. Применяется метод разложения по собственным формам.
12. **Вычисление новых значений зазора, тока эмиссии и электростатической силы.**
13. **Проверка условий сходимости.**

После определение нового приближения к прогибу балки над вискером из решения задач МКЭ, требуется выполнить проверку условия сходимости итерационного процесса. Если условие сходимости не выполнено, то необходимо вернутся к пункту 6 данного алгоритма. В этом случае алгоритм итерационного процесса повторяется с новыми значениями тока эмиссии, электростатической силы и прогиба балки.

14. **Переход к следующему шагу по времени.**

При переходе к новым моделям ЧЭ требуется только замена блока, отвечающего за параметрическую генерацию сетки. Алгоритм позволяет моделировать приложение различных внешних воздействий – синусоидального поля ускорений, ударное воздействие, ШСВ.

РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ЗАДАЧИ ДИНАМИКИ ЧЭ

Паразитные изменения выходного напряжения, вызванные деформациями ЧЭ под действием внешнего вибрационного воздействия, являются искажениями (шумами) измерительного прибора. В то же время данный вид искажения выходного сигнала наиболее существенно проявляется в области резонансных частот колебаний чувствительного элемента. Вследствие нелинейного характера зависимости электростатической силы и тока эмиссии от величины зазора и напряжения эмиссии на амплитудно-частотной характеристике ЧЭ появляются дополнительные резонансные области на частотах возбуждения, кратных собственным частотам колебаний конструкции. Для минимизации описанных искажений требуется исключить из внешнего вибрационного воздействия частотные компоненты, попадающие в области резонансных частот ЧЭ и их кратных гармоник. С этой целью требуется построить трехмерные диаграммы зависимости спектра отклика ЧЭ от частоты синусоидального возбуждающего воздействия.

Для оценки влияния нелинейных факторов на работу устройства проведены два типа анализа: без учета нелинейной электростатической силы и тока автоэлектронной эмиссии (Рисунок 2а) и с их учетом (Рисунок 2б). Выполнялось интегрирование уравнений движения под действием внешнего синусоидального ускорения с заданной частотой в течение заранее назначенного интервала времени. Часть решения, где переходный процесс от включения устройства преимущественно закончен, используются для получения амплитудно-частотной характеристики отклика при помощи быстрого преобразования Фурье (БПФ). По такому алгоритму получают АЧХ отклика для ряда значений частоты возбуждающего воздействия. Все полученные АЧХ откладываются на трехмерных графиках.

На рисунке 2б отклик в зоне 1 обусловлен частотой возбуждающего воздействия. Наличие пиков на частотах кратных возбуждающему воздействию в зоне 2 являются проявлением нелинейности системы, как видно из рисунка 2а в системе без нелинейных зависимостей данных откликов нет. Пик на первой собственной частоте (зона 3) обусловлен не до конца затухшим переходным процессом. Пик на нулевой частоте связан с погрешностью БПФ.

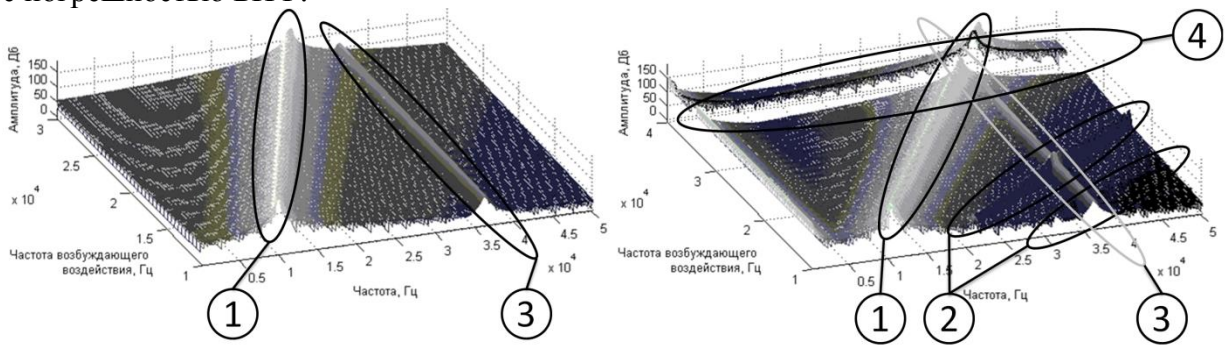


Рис. 2. АЧХ отклика в зависимости от частоты внешнего возбуждения
а) без учета нелинейных зависимостей, б) с учетом нелинейных зависимостей

На рисунке 2б в области пересечения возбуждающего сигнала и первой собственной частоты наблюдается пустая область (зона 4), ввиду того, что в данном диапазоне возбуждающего воздействия наблюдается полное перекрывание зазора за счет чрезмерно возросшей амплитуды колебаний ЧЭ.

Аналогичные расчеты были проведены и для конструкции акселерометра консольного типа, подробно описанной в работе [1] (Рисунок 3). На данных АЧХ также наблюдаются пики на частоте кратной возбуждающему воздействию, также можно заметить понижение первой собственной частоты, что согласуется с фактом о мягком влиянии нелинейной силы. В том случае, если чувствительный элемент используется в

качестве акселерометра, представленные диаграммы позволяют оценить уровень нелинейных искажений выходного сигнала датчика, спектр которого в идеальном случае не должен содержать кратных гармоник возбуждающего воздействия.

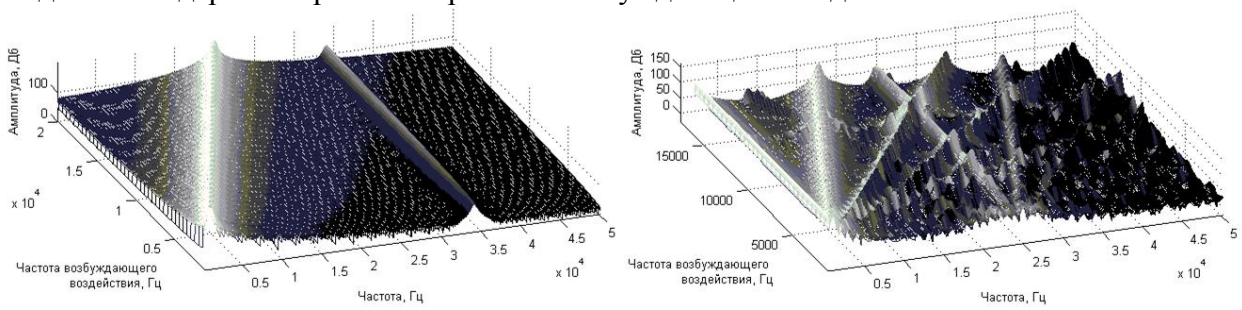


Рис. 3. АЧХ отклика в зависимости от частоты внешнего возбуждения
а) без учета нелинейных зависимостей, б) с учетом нелинейных зависимостей

ВЫВОДЫ

1) Разработана математическая модель ЧЭ ТЭМП в связанной электротермомеханической постановке, учитывающая нелинейную зависимость электростатической силы, действующей между вискером и упругим элементом, от зазора и напряжения эмиссии, нелинейную зависимость тока эмиссии от напряжения эмиссии и рабочего зазора, действие внешних динамических нагрузок (синусоидальное воздействие, ударное воздействие, ШСВ).

2) Данная модель позволяет определять собственные частоты и формы колебаний ЧЭ, зависимость перемещения выбранного узла КЭ модели, выходных электрических параметров устройства от времени.

3) Приведен анализ влияния различных нелинейных факторов. Построены примеры АЧХ для определения резонансных областей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Воронов С.А., Киселев И.А., Барышева Д.В., Моделирование поведения чувствительных элементов термоэлектромеханических преобразователей. Известия ВУЗОВ. Машиностроение. (Принята к печати).

2. Грузевич Ю.К., Солдатенков В.А., Ачильдиев В.М., Бедро Н.А., Воронин И.В., Седова А.Д., Наноэлектромеханический преобразователь с автоэлектронной эмиссией – новый приемник днинноволнового оптического излучения. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Приборостроение. 2012.

3. Ачильдиев В.М. Бесплатформенные инерциальные блоки на основе микромеханических датчиков угловой скорости и линейного ускорения: монография/ В.М. Ачильдиев. – М.: ГОУ ВПО МГУЛ, 2007. – 223 с.

4. Воронов С.А., Киселев И.А., Барышева Д.В., Оценка характеристик многослойных микроэлектромеханических чувствительных элементов на основе численного решения совместной термо-механической задачи (тезисы). 5-ая международная НТК Проблемы механики современных машин: сб. ст. ВСГУТУ. Улан-Удэ. 2012. С. 92-96.

ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ И СВОЙСТВ ТИТАНОВОГО СПЛАВА ВТ-6, ПОЛУЧЕННОГО МЕТОДОМ ЭЛЕКТРОННО-ЛУЧЕВОГО ПЛАВЛЕНИЯ (ЭЛП)

RESEARCHING OF TITANIC ALLOY TI6AL4V STRUCTURE AND PROPERTIES OBTAINED BY ELECTRON BEAM MELTING (EBM)

Э.В. Балакирев - студ., **Н.Д. Симич-Лафицкий** - студ.**,**
Е.В. Цветкова - асп.ка, **К.О.Базалеева** - к.ф.-м.н., доц.
МГТУ им. Н. Э. Баумана, Москва, Россия

Abstract. The properties and structure of titanic alloy Ti6Al4V obtained by electron beam melting had been learned. By X-ray diffraction method it was shown there are and Ti3V phases in the alloy structure. It was found that alloy has high hardness but straight and plastic properties are comparable with normal titanic alloy after annealing.

В настоящее время большой интерес представляют технологии лазерной перекристаллизации порошковых материалов. Эти технологии дают возможность создавать детали сложной формы за счет 3d-компактирования, а также формировать изделия с градиентом пористости, изменяя технологические параметры процесса. Данные методы позволяют создавать детали достаточно больших размеров за короткое время, а высокие скорости охлаждения приводят к образованию структур, обладающих хорошими прочностными свойствами. В данной работе было проведено исследование структуры и свойств титанового сплава ВТ6 после электронно-лучевой перекристаллизации.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДИКИ

В данной работе электронно-лучевой перекристаллизации подвергался порошок титанового сплава ВТ-6, химический состав которого представлен в таблице 1. Размер частиц в исходном порошке составлял от 45 до 100 мкм. Нижний предел размера частиц (45 мкм) обеспечивает нормальный режим работы установки: частицы меньшего размера разлетаются по камере, попадая на катод.

Таблица 1

Концентрация элементов, масс.%		
Al	Ti	V
4.4	90.3	5.3

В ЭЛП методе источником электронов является термоэмиссионный вольфрамовый катод. Электроны ускоряются разностью потенциалов 60 кВ и фокусируются на поверхности порошка в пятно, диаметр которого в зависимости от мощности электронного пучка варьируется от 0,2 до 1 мм, а мощность электронного пучка в свою очередь зависит от тока катода. При воздействии электронного пучка на порошковый материал он полностью переплавляется и при остывании заново кристаллизуется. Перемещение электронного пучка по поверхности порошкового материала осуществляется с помощью системы электромагнитных линз в соответствии с программой, что позволяет сформировать профиль любой формы. Первый слой объекта формируется на подложке из нержавеющей стали, которая расфокусированным электронным лучом разогревается до 760 °С. Перед нанесением каждого следующего слоя порошка предыдущий также разогревается пучком электронов.

В данной работе для проведения процесса ЭЛП использовалась установка ARCAM A2. Схема установки приведена на рисунке 1. При формировании объекта скорость сканирования электронного пучка по поверхности порошка составляла 8 000 м/с. Данный метод позволяет задать размер объекта с точностью до 0.2 мм, поверхность имеет

среднюю шероховатость порядка 35 мкм.

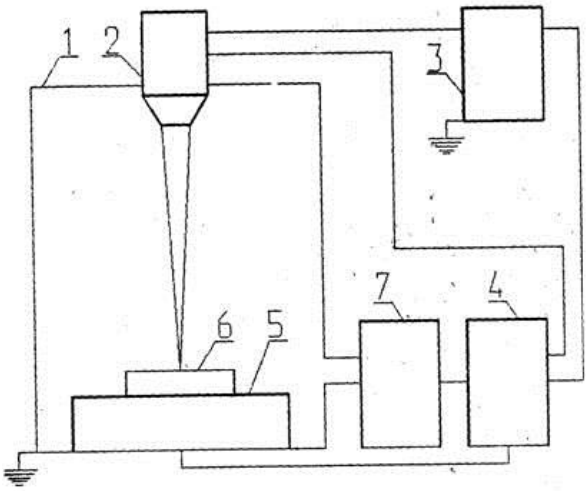
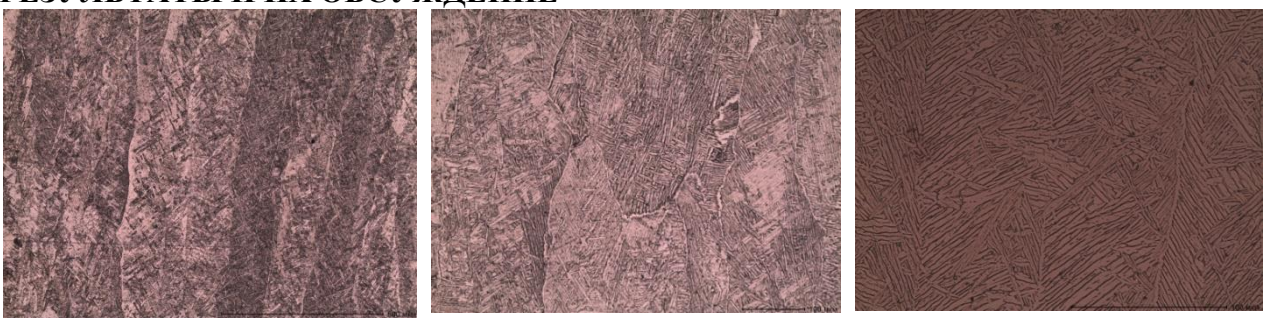


Рис. 1. Схема метода электронно-лучевого плавления: 1 - вакуумная камера; 2 - электронная пушка; 3 - высоковольтный выпрямитель; 4 - пульт управления; 5 - механизм перемещения обрабатываемого изделия; 6 -обрабатываемое изделие

Структура титанового сплава, полученная ЭЛП методом, исследовалась с помощью металлографического анализа, растровой электронной микроскопии. Методом рентгеноструктурного анализа определялся фазовый состав сплава, параметр решетки α-Ti и физическое уширение рентгеновских линий. Механические характеристики сплава определялись при испытании на растяжение и при измерении значения микротвердости. Электрохимическое поведение сплава оценивалось по току коррозии.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ



а б в

Рис.2. Структура сплава ВТ6, полученная методом ЭЛП при увеличении 100 (а), 200 (б) и 500 (в), соответственно

На рисунке 2 представлена металлографическая структура сплава ВТ6, полученного методом электронно-лучевого плавления. Из фотографии, полученной при увеличении 100, хорошо виден столбчатый характер формируемой структуры: ориентировка структуры совпадает с направлением теплоотвода при процессе формирования объекта. Наблюдаемая структура напоминает классическую видманштеттовую структуру, характерную для титановых α+β−сплавов. По границам первичного β−зерна выделяется светлая каемка α−фазы, а далее β−фаза распадается на переплетенные в виде корзинки α и β кристаллы равновесного состава.

Однако рентгеновский фазовый анализ показал, что β−фаза в структуре сплава отсутствует. На рисунке 3 представлена дифрактограмма исследуемого сплава, а в таблице 2 приведена идентификация всех линий данной рентгенограммы. Из идентификации пиков видно, что в структуре сплава после электронно-лучевого плавления присутствуют α и Ti_3V фазы. Причем, как показал количественный фазовый анализ, концентрация Ti_3V фазы составляет примерно 8 %.

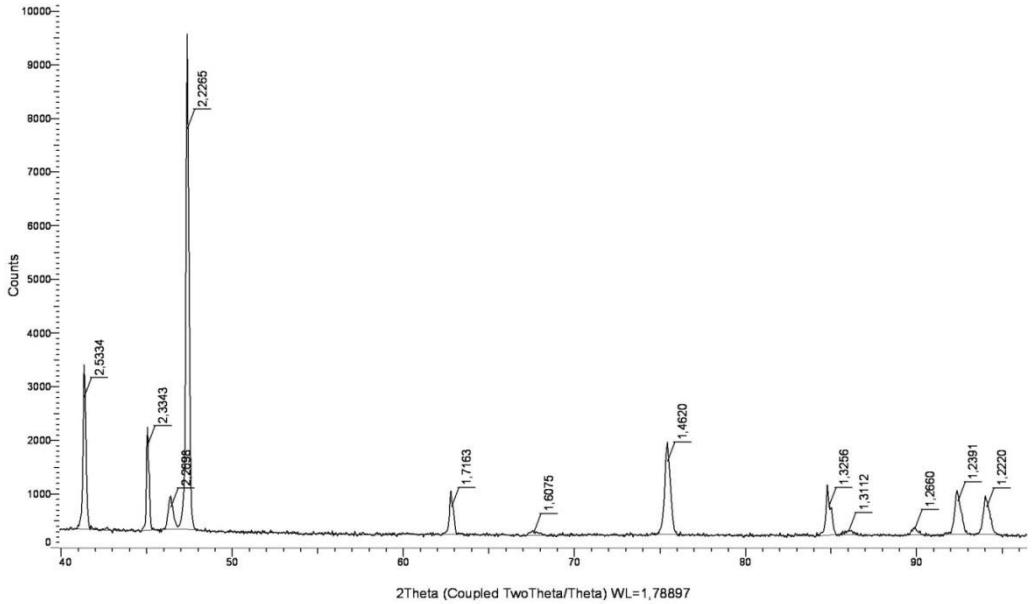


Рис.3 Дифрактограмма титанового сплава ВТ6, полученного методом ЭЛП

2ϑ, градус	**d_{hkl}, Å**	**Фаза**	**$d_{hkl}^{табл}$, Å**	**Индексы отражения**
41,352	2,5334	α - Ti	2.54	100
45,064	2,3343	α - Ti	2.34	002
46,417	2,2698	Ti_3V	2.3375	110; 101
47,375	2,2265	α - Ti	2.23	101
62,823	1,7163	α - Ti	1.72	102
67,620	1,6075	Ti_3V	1.6532	201
75,445	1,4620	α - Ti	1.47	110
84,871	1,3256	α - Ti	1.33	103
86,029	1,3112	Ti_3V	1.3496	300
89,907	1,2660	α - Ti	1.275	200
92,419	1,2391	α - Ti	1.248	112
94,101	1,2220	α - Ti	1.23	201

Q_α = 92 %
Q_{Ti3V} = 8 %

На рисунке 4 приведена деформационная кривая для сплава ВТ6, полученного методом ЭЛП, а в таблице 3 приведены механические характеристики сплава, полученные при обработке деформационной кривой. В таблице 4 приведены соответствующие характеристики для сплава ВТ6, подвергнутого стандартным обработкам: отжигу и закалке со старением [1]. Из таблиц видно, что уровень свойств, который демонстрирует сплав после ЭЛМ, сопоставим с уровнем свойств отожженного сплава.

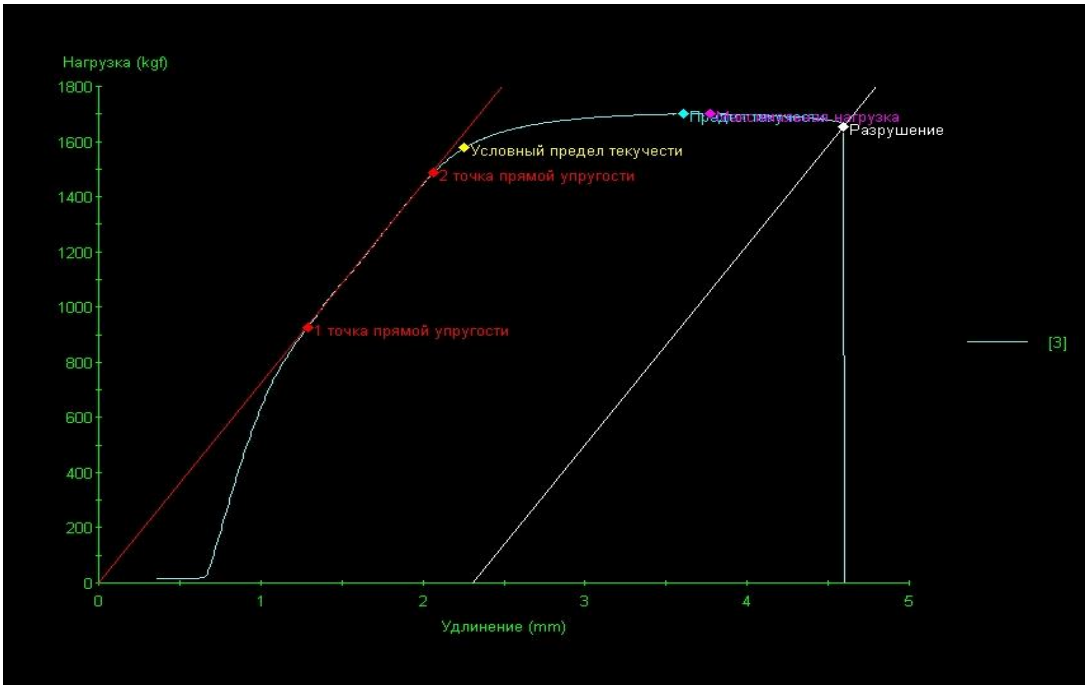


Рис. 4. Кривая растяжения сплава ВТ6, полученного методом ЭЛП

Кроме того, были произведены измерения микротвердости исследуемого сплава на поверхности и в сердцевине. Оказалось, что значение микротвердости одинаково на поверхности и в сердцевине сплава и составляет примерно 360 $HV_{0.025}$. Из таблице 4 видно, что это значение микротвердости соответствует верхнему пределу значений для сплава в закаленном и состаренном состоянии.

Таблица 3

Механические характеристики сплава ВТ6

Образец №	Предел прочности, МПа	Условный предел текучести, МПа	Относительное удлинение , %	Относительное сужение, %
1	803	733	10,1	5,6
2	750	694	7,5	7,0
3	780	723	8,8	6,9

Таблица 4

Механические свойства при T=20°C материала ВТ6 .

Сортамент	Размер	Напр.	$\sigma_в$	$\sigma_т$	δ_5	ψ	KCU	Термообр.
-	мм	-	МПа	МПа	%	%	кДж / м^2	-
Лист отожжен., ГОСТ 22178-76			885		8			
Пруток, повышенн. качество, ГОСТ 26492-85			835-1050		6-10	20-30	300-400	Отжиг
Пруток, ГОСТ 26492-85			1080		4	12	200	Закалка и старение
Пруток, ГОСТ 26492-85			835-885		6-8	15-20	250	Отжиг
Пруток, повышенн. качество, ГОСТ 26492-85			1080		6	20	250-300	Закалка и старение
Штамповка			950-1100		10-13	35-60	400-800	Отжиг
Плита отожжен., ГОСТ 23755-79	11 - 100		835-1080		6	12-16	300	

Твердость ВТ6 после закалки и старения , Пруток	НВ 10^{-1} = 293 - 361 МПа
Твердость ВТ6 после отжига , Штамповка	НВ 10^{-1} = 255 - 341 МПа

Также были проведены испытания на коррозионную стойкость сплава после ЭЛП: определялся ток коррозии. На рисунке 5 приведена кривая изменения скорости коррозии

от времени. Из графика видно, что после установления стационарного состояния, ток коррозии в сплаве составляет порядка 0,33 мкм/год, что для сплава ВТ6 много.

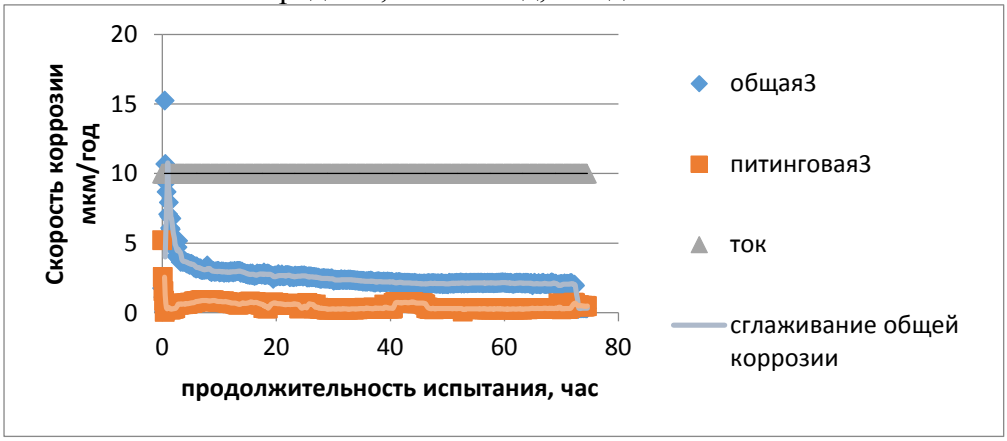


Рис. 5. Кривая скорости коррозии по времени

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Исследованы структура и свойства титанового сплава ВТ6 после электронно-лучевого плавления. Показано, что в структуре сплава присутствуют две фазы: α и Ti_3V. Установлено, что сплав обладает высокой твердостью (360 $HV_{0.025}$), а предел прочности и относительное удлинение близки к значениям, характерным для сплава в отожженном состоянии. Ток коррозии в исследованном сплаве составляет 2 мкм/год.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ильин А.А., Колачёв Б.А., Полькин И.С. «Титановые сплавы. Состав, структура, свойства», ВИЛС - МАТИ, 2009. - 520 с.
2. Вульф Б.К. «Термическая обработка титановых сплавов», металлургия, 1969. - 376 с.
3. Аношкин Н.Ф. (ред.) «Титановые сплавы. Металлография титановых сплавов», металлургия, 1980. – 464с.
Пер. с англ. С.Г. Глазунова «Порошковая металлургия титановых сплавов», металлургия, 1985. — 263 с.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПОЛУЧАЕМОГО КАЧЕСТВА ОБРАБАТЫВАЕМОЙ ПОВЕРХНОСТИ ДЕТАЛИ НА ОСНОВЕ МАТМОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ПРИ ПРОШИВАНИИ

SURFACE QUALITY PREDICTION BASED ON NUMERICAL SCHEME FOR THE PARTS PRODUCED BY PUSH BROACHING

А.А.Бекаев[1] – доц., к.т.н., **А.В.Попов**[1] – студ. группы 7-МИ-4,
М.А.Надольский[2] – инж. предприятия
[1]Университет машиностроения, Москва
[2]Предприятие ОАО «ВНИИИНСТРУМЕНТ», Москва

Abstract. On the basis of mathematical model of forming process during the push broaching the authors investigated the influence of dynamic fluctuation of roughing tooth tip on the geometrical parameters of work piece surface quality. The research results made it possible to make some important recommendations on refinement of surface quality through the reduction of the negative impact of the dominant ability rating.

Обеспечение качества обрабатываемой поверхности детали в процессе прерывистого резания многозубым инструментом (неустойчивость которого, может быть связана с наличием ударной нагрузки при врезании режущих зубьев, неоднородностью обрабатываемого материала по длине резания, нестабильной скоростью движения привода и др.) является одной из актуальных задач современного машиностроения.

В представленной работе проведены исследования по влиянию различных динамических факторов (ударная нагрузка в момент врезания режущего зуба инструмента в обрабатываемое отверстие детали, непостоянство геометрических параметров качества поверхностного слоя заготовки, нестабильная скорость движения привода), возникающих в процессе прошивания на получаемые геометрические параметры качества обрабатываемой поверхности детали (рис. 1).

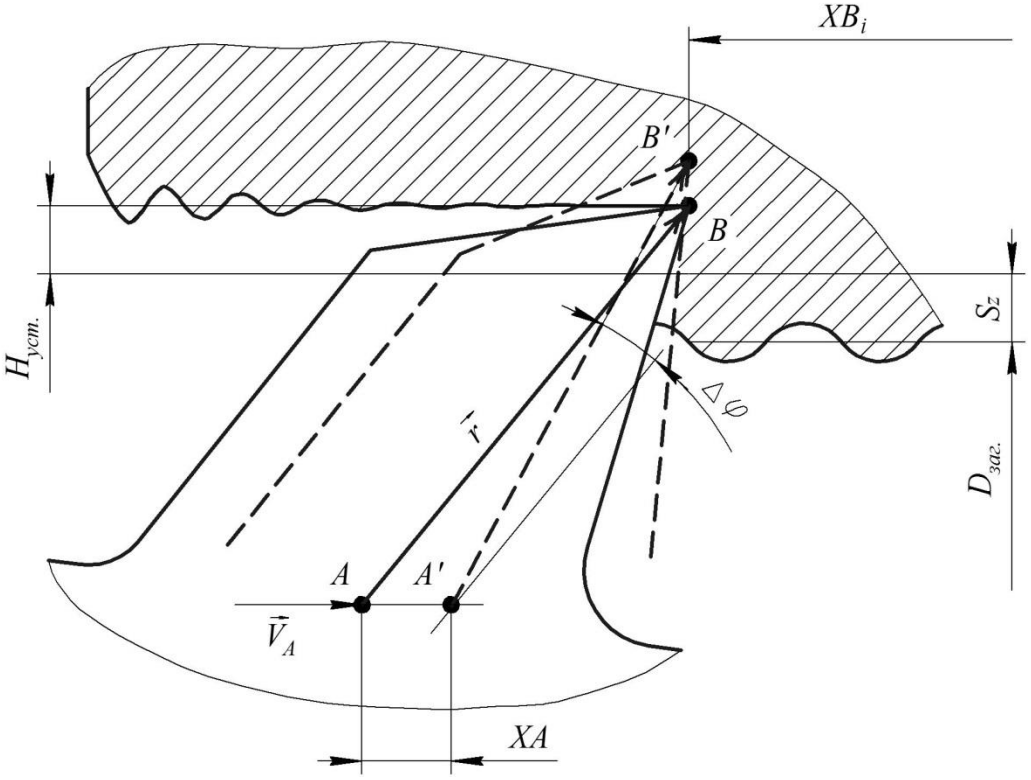


Рис. 1 Эскиз процесса обработки

Исследования проводились на основании разработанной математической модели процесса формообразования, где рассматривалось движение вершины режущей кромки зуба инструмента внутри обрабатываемого отверстия под действием динамических сил, сопровождающих процесс резания.

Проверка разработанной матмодели на адекватность натуре выполнялась на соответствующем лабораторном оборудовании кафедры «Автоматизированные станочные системы и инструменты» Университета машиностроения (см. рис. 2) методами математической статистики в условиях однофакторного эксперимента.

Рис. 2 Технологическое оборудование (прошивной гидропресс), рабочий инструмент (прошивка) и образцы-заготовки

На основании полученных результатов расчета установлено, что доминирующем фактором (из вышеуказанных) в образовании неровностей на обрабатываемой поверхности детали в процессе прошивания является ударная нагрузка, возникающая в момент врезания. Возникающая ударная нагрузка, обусловленная началом процесса врезания режущих зубьев в обрабатываемое отверстие детали, что приводит к появлению вынужденных колебаний технологической системы, ухудшает качество обрабатываемой поверхности (вблизи входного торца отверстия детали образуются сколы, щербинки, задиры и т. д.), а также к появлению “разбивки” обрабатываемого отверстия (полученный диаметр отверстия детали после обработки будет больше номинального диаметра режущего зуба).

Для устранения негативного воздействия выявленного фактора были даны соответствующие рекомендации, связанные с усовершенствованием (модернизацией) конструкции режущего инструмента.

Проведенные исследования позволяют дополнить и расширить ранее известные данные, а предложенные решения не только соответствуют современным представлениям и тенденциям развития научно-технического комплекса страны, но и являются принципиально новыми. Результаты НИР были сформулированы в виде методики прогнозирования получаемого качества обрабатываемой поверхности в процессе прошивания и могут быть использованы в качестве рекомендаций для внедрения на машиностроительных предприятиях, где используется обработка прошиванием и протягиванием.

РАЗРАБОТКА И ОТЛАДКА ФУНКЦИЙ КОММУНИКАЦИИ ИНТЕРФЕЙСА ЧПУ-ПЛК НА ОСНОВЕ ПРОТОКОЛА TCP/IP

DEVELOPMENT AND DEBUGGING COMMUNICATION FUNCTIONS OF NC-PLC INTERFACE BASED ON TCP/IP PROTOCOL

С.В.Богданов – бакалавр, **А.М.Плаксин** – бакалавр
Н.В.Козак – к.т.н., доц. кафедры КСУ
ФГБОУ ВПО МГТУ «СТАНКИН»

Abstract. This work is dedicated to development and debugging of NC-PLC interface functions by TCP/IP protocol. The solution is based on using of the debugging application, providing the ability to model data for the NC-PLC interface. Practical result is the PLC control program that implements communication with higher-level control systems.

ВВЕДЕНИЕ

Программируемые логические контроллеры (ПЛК) – это обширная группа микропроцессорных компонентов для автоматизированных систем управления, которые осуществляют сбор информации с датчиков, последующую обработку по заданным пользовательским программам и выдачу соответствующих управляющих сигналов на исполнительные устройства.

ПЛК объединены в промышленные сети, работают в составе автоматизированных систем управления и успешно применяются в автоматизированном управлении большинства технологических участков современных предприятий.

Коммуникационный стек протоколов TCP/IP, основанный на клиент-серверной архитектуре, стал наиболее распространенным в автоматизированных системах и широко применяется для организации связи промышленного электронного оборудования. Основные характеристики протокола, используемые для коммуникации систем числового управления с устройствами программируемых контроллеров :

- считывание / запись производятся лишь однократно за цикл;
- поддерживает фиксированный тип данных;

Система взаимодействия протокола TCP/IP может включать различные типы устройств, а с учетом глобального применения в сети Internet, позволяет осуществлять удаленное администрирование. Различные устройства связи, такие как мост, маршрутизатор, шлюз, предназначенные для объединения сети TCP/IP и подсети устройств, работающих по последовательным каналам. Они позволяют соединить клиента, работающего через последовательный канал, с сервером или системой управления.

Целью работы является построение коммуникационного канала связи контроллера электроавтоматики со специализированными компонентами систем управления на основе протокола TCP/IP. Работа выполнена по договору № 14.124.13.6495-МК об условиях использования гранта Президента РФ, для государственной поддержки молодых российских ученых, МК-6495.2013.9.

РЕАЛИЗАЦИЯ УПРАВЛЯЮЩЕЙ ПРОГРАММЫ ПЛК

Взаимодействие систем числового программного управления с программируемыми логическими контроллерами электроавтоматики осуществляется по принципу мастер-слейв(сервер-клиент). Для поддержания актуальной информации о имеющемся оборудовании сервер осуществляет циклический обмен данными с устройствами ПЛК. При проектировании системы управления было принято решение о максимальной длине пакета которая составляет 1111байт, участвующего в циклическом обмене. Разработанный пакет данных может содержать переменной число составных блоков. Основный типы возможных составных блоков и их краткая характеристика представлены в Таблице1.

Таблица 1 Составные блоки пакета данных

Название	**Описание**
Globals	Глобальные сигналы о готовности подсистем ЧПУ и ПЛК или наличие критических ошибок
Channel	Сигналы состояния и управления каналами системы ЧПУ
Axis	Сигналы состояния и управления осями системы ЧПУ
Spindle	- Сигналы состояния и управления шпинделями системы ЧПУ
Tools set	Сигналы состояния и управления механизмами смены инструментов
Gearbox	Сигналы состояния и управления коробками скоростей и подач
M functions	Сигналы состояния и управления М-командами системы ЧПУ
PLC massages	Сигналы для установки сообщений ПЛК, отображения текущего состояния электроавтоматики станка
Panel keys	Сигналы нажатия клавиш кнопочной панели ПЛК и их подсветки
Values Blocks	Блоки данных системы ЧПУ для передачи значений в ПЛК

Задача, ставящаяся при таком взаимодействии перед логическим контроллером, состоит в общем случает из трех пунктов:

- Прием запроса и входной информации от системы управления;
- Обработка входной информации и состояния собственных входных модулей;
- Выставление соответствующего состояния на собственные выходные модули и отправка ответа системе управления.

Для обеспечения поставленных задач работы управляющей программы была построена общая структурная схема модулей POU (Program Organization Unit), используемых на стороне ПЛК (Рис.1).

Модули POU уровня коммуникации отвечают за установку соединения и обмен данных для интерфейса взаимодействия ПЛК – ЧПУ. Объекты PlcInMemory и PlcOutMemory представляют собой массив данных и обеспечивают связь с классами уровня коммуникации. Эти объекты используются для хранения информации из последнего входного/выходного пакета данных от системы ЧПУ. В свою очередь модули POU PLC_InOutTableAxis, PLC_InOutTableChannel, PLC_InOutTableMessages, PLC_InOutTableSpindel и PLC_InOutTableMCommands можно отнести к вышестоящему уровню работы с данными. В процессе работы создается различное количество объектов таблиц классов в зависимости от количества подключенного оборудования, которое является входной информацией для управляющей программы ПЛК. В описанных модулях POU происходит составление актуальной информации о текущем состоянии всего оборудования, подключенного к ПЛК.

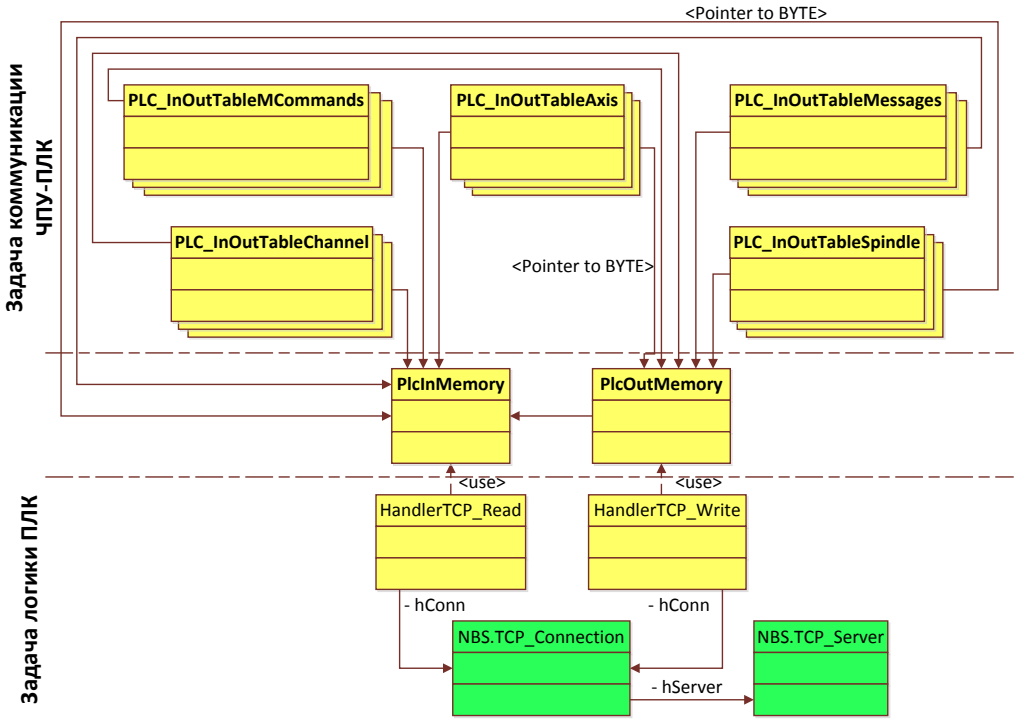


Рис. 1 Структура модулей POU управляющей программы ПЛК

Модули логического уровня выполняют функции приема/передачи пакетов, сформированных ранее через конечную точку соединения ПЛК-ЧПУ. Пошаговый алгоритм их работы представлен на Рис.2.

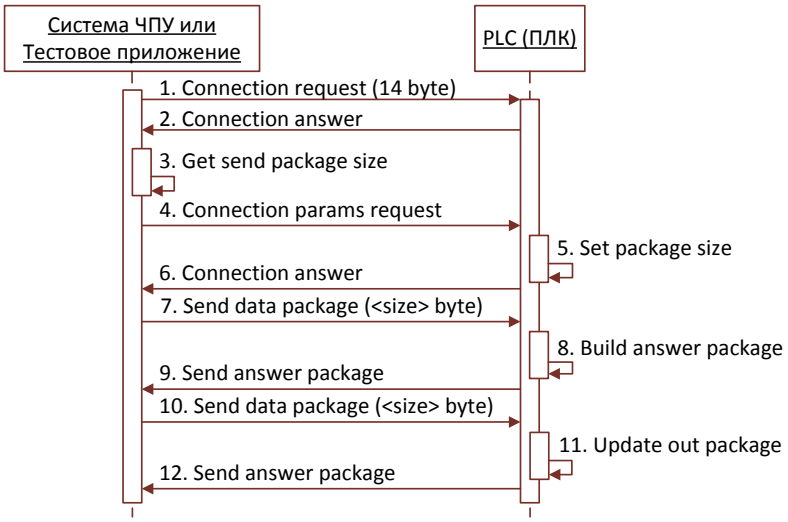


Рис. 2 Последовательность взаимодействия интерфейса ПЛК и ЧПУ

ОТЛАДКА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ИНТЕРФЕЙСА ПЛК-ЧПУ

В процессе программирования управляющей программы ПЛК возникла необходимость проведения промежуточной отладки. Для этих целей было разработано специализированное приложение, позволяющее осуществить имитацию сигналов управления, поступающих от системы числового управления. Пользовательский интерфейс приложения представлен на Рис.3

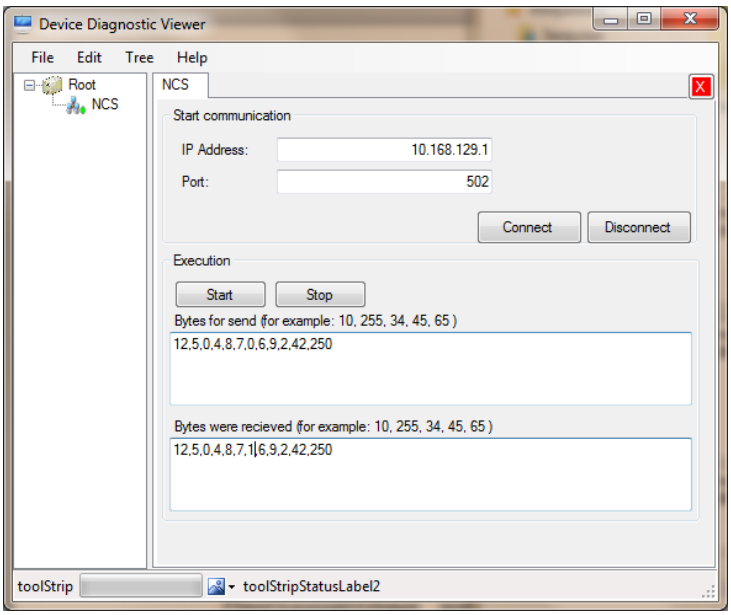


Рис.3 Приложение отладки управляющей программы ПЛК

Использование данного подхода позволило производить разработку необходимых компонентов системы управления и управляющей программы ПЛК параллельно. Это позволило существенно сократить время создания конечного интерфейса взаимодействия во многом за счет сокращения затрат на конечную отладку.

ВЫВОДЫ

Практическими результатом проделанной работы являются:

- Решение коммуникационной задачи взаимодействия ЧПУ с ПЛК, основанное на построении специализированной управляющей программы для ПЛК, обеспечивающей циклический прием и передачу данных в ЧПУ;
- Специализированный протокол взаимодействия управляющей программы коммуникации для реализации взаимодействия с системами управления вышестоящего уровня;
- Ускоренные темпы выполнения конечной отладки, за счет проведения промежуточной отладки.

Научными результатами работы являются:

- Разработанная структура POU модулей для создания управляющей программы ПЛК, обеспечивающей циклический обмен данными о технологическом процессе;
- Разработанные алгоритмы взаимодействия, обеспечивающие отладку функций коммуникации систем ЧПУ

ЛИТЕРАТУРА

1. Мартинов Г.М., Нежметдинов Р.А. «Кроссплатформенный программно-реализованный логический контроллер управления электроавтоматикой станков с ЧПУ» // Автоматизация и современные тех-нологии. 2013. № 1. С. 15-23.
2. Козак Н.В., Абдуллаев Р.А. Концепция построения средств диагностики и управления устройствами электроавтоматики на базе OPC технологии // Системы управления и информационные технологии. 2010. №3. С. 28-32.
3. Мартинова Л.И., Козак Н.В., Нежметдинов Р.А., Пушков Р.Л. Реализация открытости управления электроавтоматикой станков в системе ЧПУ класса PCNC // Приборы и системы. Управление, кон-троль, диагностика.2011. №02. С. 11-16

ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ОБОБЩЁННОГО СПЕКТРАЛЬНО-АНАЛИТИЧЕСКОГО МЕТОДА ДЛЯ ОПИСАНИЯ И ОБРАБОТКИ СИГНАЛОВ В ВИБРО-АКУСТИЧЕСКИХ ЗАДАЧАХ

SPECIFICS OF THE GENERALIZED SPECTRAL-ANALYTICAL METHOD FOR THE DESCRIPTION AND SIGNAL PROCESSING IN VIBRO-ACOUSTICS TASKS

А.К.Британков – инж.-электроник кафедры общей физики
Нижегородский государственный университет им. Н.И. Лобачевского

Abstract. It was investigated the numerical realization of the classical orthogonal polynomials of continuous argument to describe vibro-acoustic signals and suppress the reverberation sound propagation in a thin weakly dispersive medium layer. An effective algorithm was proposed for an important task for higher-order functions of eliminating the phenomenon of orthogonality violation and losing of the counting stability by the example of Laguerre functions.

Описание, распознавание и синтез вибро-акустических сигналов

Сравнение спектров (гармонического Фурье-анализа) базисных функций высокого порядка [1] на основе классических полиномов непрерывного аргумента [2, 3] и вибро-акустических сигналов демонстрирует сходство некоторых таких функций [2] с сигналами указанного класса. Многие ортогональные функции [4] напоминают реальные звуки, и на их основе удобно синтезировать подобные им сигналы [5]. Например, функции Лагерра

$$l_n(t) = \sqrt{m}e^{-0,5mt}\sum_{k=0}^{n}\frac{n!}{k!^3}(-mt)^k \quad (1)$$

идеальны для звуков типа звона колокола или выстрела из ружья, а функции Эрмита

$$h_n(x) = \sqrt{\exp(-x^2)}\sum_{k=0}^{[n/2]}\frac{(-1)^k n!}{k!(n-2k)!}(2x)^{n-2k} \quad (2)$$

похожи на мяуканье, или речевые фонемы. Функции Лагерра удобны также для переходных процессов и сигналов вида $f(t)=1-\eta(t)$ (где $\eta(t)$ – функция Хевисайда).

Подстройка базиса с помощью адаптивных процедур [1] позволяет уменьшить эффективную длину ортогонального ряда до 30 членов для 4500 отсчётов сигнала при описании фонем длительностью до 0,5 сек с точностью около 5-8%. Гармоническому ряду Фурье нужно большее число членов, т.к. речь содержит частоты выше 1,2–3 кГц (рис. 1).

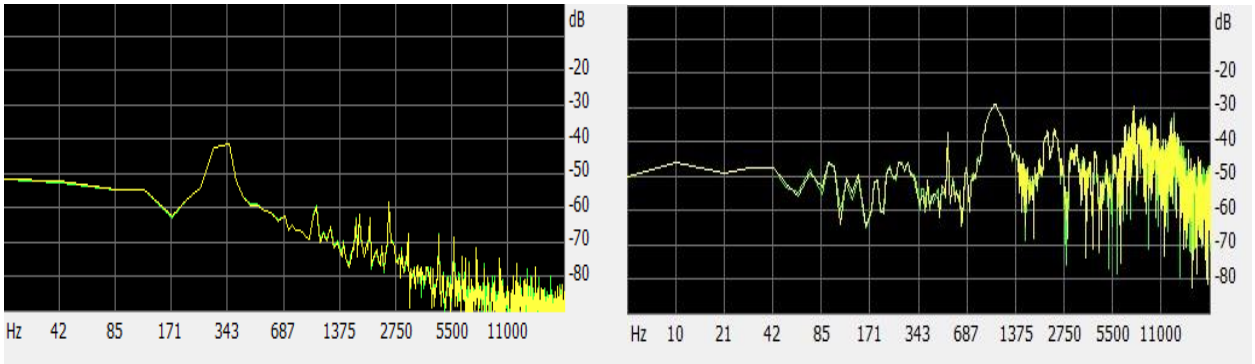


Рис.1. Гармонический Фурье-спектр звуков «А» (слева) и «В» (справа). Длительность – 1,8 сек., дискретизация и квантование по уровню 12 кГц, 16 бит

Исследование нарушения ортогональности базисов непрерывного аргумента и потеря счётной устойчивости в алгоритмах вычисления функций высокого порядка

Использование ортогональных систем связано с вычислительными проблемами [6], в частности потерей ортогональности при численном интегрировании скалярного

$\xi_{n,m}=(\varphi_n(t)\varphi_m(t))$ (рис. 2). Квадратурная формула Гаусса [4] аппроксимирует несобственные интегралы для подынтегральной функции вида $e^{-x}f(t)$, поэтому можно определить дискретный аналог скалярного произведения

$$\int_a^b x(t)y(t)\rho(t)dt = \sum_{i=1}^{m} x(t_i)y(t_i)w_i \tag{3}$$

на заданной сетке при специальном выборе узлов t_i и весов w_i, получаемых для базиса на основе ортогонального полинома p_k [2], где a_k – коэффициент при старшей степени $p_k(x)$:

$$w_i = \frac{a_k(p_{k-1}(x),\, p_{k-1}(x))}{a_{k-1}p_k'(x_i)p_{k-1}(x_i)}. \tag{4}$$

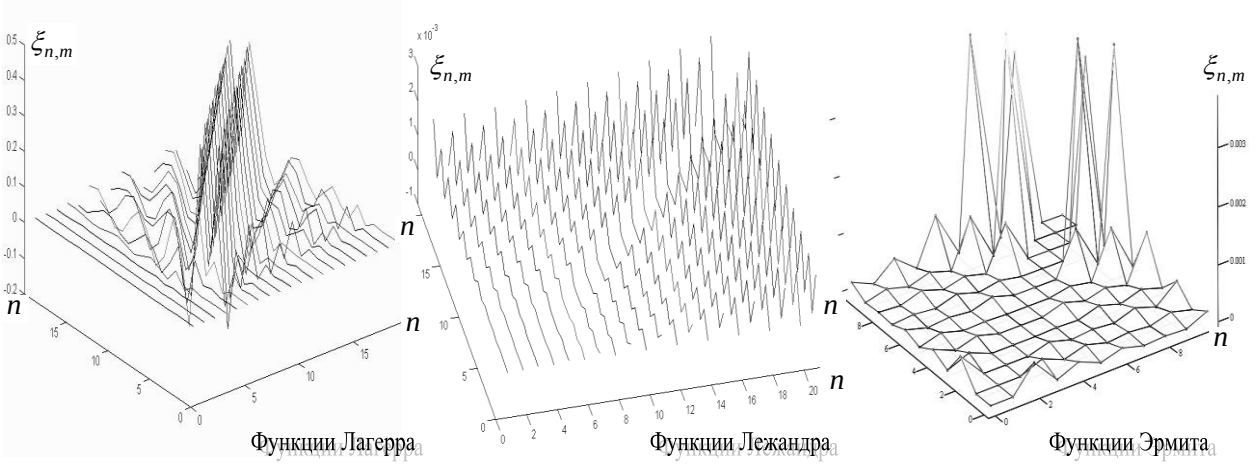


Рис.2. Исследование нарушения ортогональности первых функций Лагерра, Лежандра и Эрмита (n=1÷20), вызванное дискретизацией. Интегрирование проведено методом трапеций на отрезке [0, 1]*, с шагом d*=0,1.

Точность вычисления матрицы Грама (меры ортогональности) методом квадратур Гаусса–Лагерра (3) по сравнению с методом прямоугольников превышает 9 порядков (рис. 2).

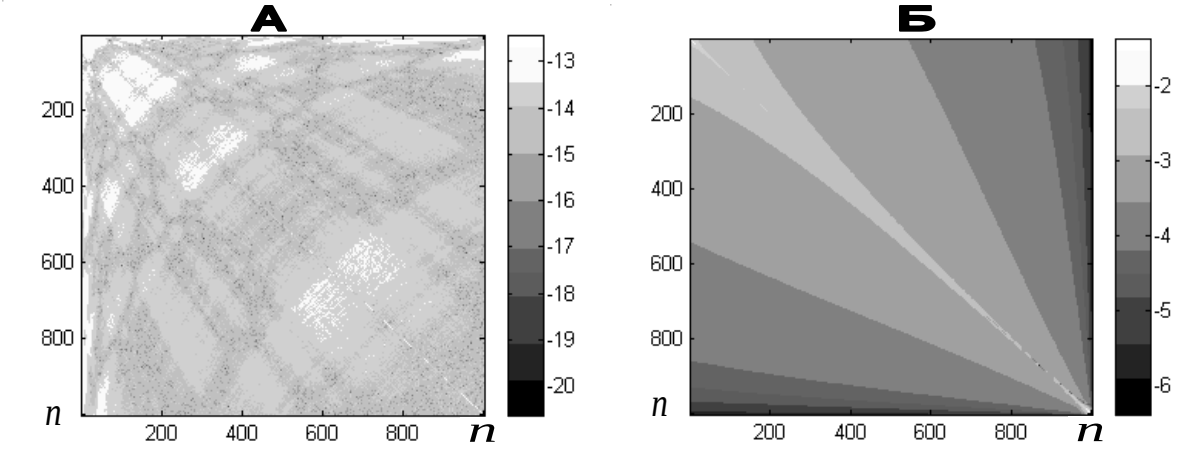


Рис. 3. Порядок ошибки вычисления элементов матрицы Грама (показан градациями серого) для функций Лагерра (0≤n<1000) методом Гаусса (А) и методом прямоугольников (Б). Шкалы градаций серого, соответствующие порядку ошибки, показаны в столбцах справа от матрицы $\xi_{n,m}$ в примерах А и Б.

Для всех типов полиномов и функций на их основе присутствуют проблемы вычисления классических ортогональных функций высокого порядка [5, 6]. Так, прямое вычисление функций (1) ведёт к счётной неустойчивости (рис. 3). Проблема существует и в пакетах прикладных программ, где встроены наиболее употребительные специальные функции. В данной работе для устойчивого счёта ортогональных функций Лагерра по рекуррентным формулам (когда $\varphi_i(t)=a\varphi_i(t)+b\varphi_{i-1}(t)+c$) [4] использован специальный

алгоритм, когда на каждом шаге итерационного процесса величины $\varphi_i(t)$, $\varphi_{i-1}(t)$ умножаются на $e^{-t/2n}$, где n – порядок функции (1). За n циклов общий множитель составит $e^{-t/2}$, т.е. величину множителя для определения функции (1). Так можно вычислять функции выше 1000-го порядка, ограничений на максимальный порядок не выявлено [7].

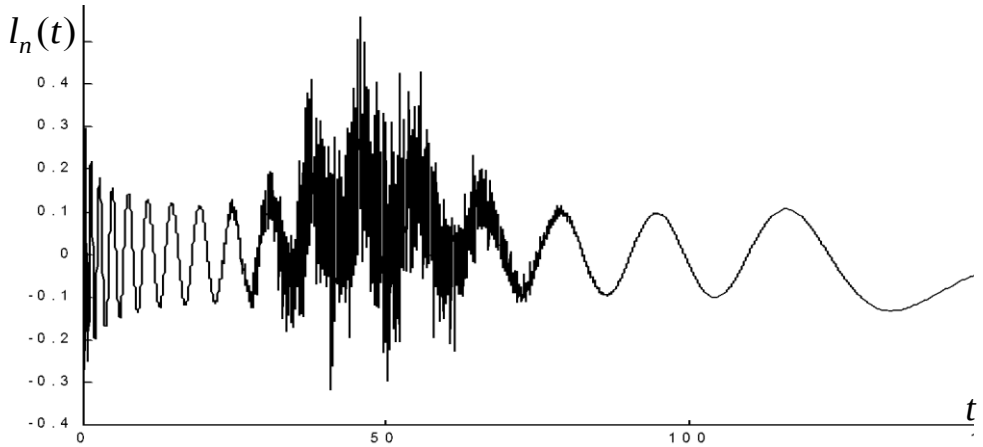


Рис. 4. Функция Лагерра $l_n(t)$, вычисленная напрямую из (1) при n=35, m=1.

Модель реверберации в гидро-акустическом канале и тестирование канала передачи данных ортогональными базисами непрерывного аргумента

При распространении волн на большие расстояния [8, 9] реверберация порождает шумы, затрудняющие декодирование получаемой информации [8, 10] и ограничивающие информационные возможности канала передачи данных [8].

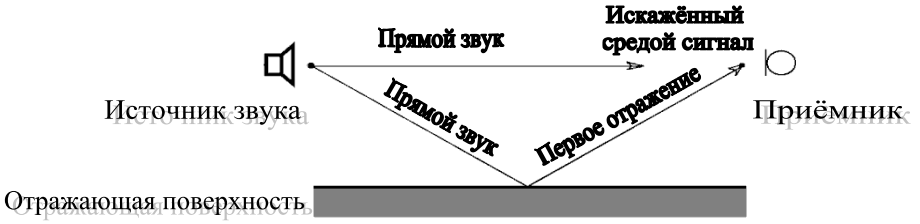


Рис. 5. Распространения гидроакустических волн в тонком слое. Модель свободного пространства с одной отражающей поверхностью

На рис. 5 показана модель звука в тонком слое слабодиспергирующей среды [11], состоящая из свободного пространства и отражающей поверхности. Излучаемый источником акустический сигнал $S(t)$, на пути распространения к приёмнику отражается, и, попадая в приёмник, складывается с прямым сигналом. Результирующий (искаженный относительно $S(t)$) сигнал $S^*(t)$ в точке приёма в этом случае состоит из двух компонент

$$S^*(t) = S(t) + \alpha S(t-\tau),\ 0 \le t \le T,\ \tau << T, \qquad (5)$$

где α – коэффициент потерь; τ – задержка во времени [10]. Выделение полезного сигнала на фоне помехи возможно только при заданных α и τ. Для решения этой задачи можно воспользоваться методом тестовых импульсов, пропуская через среду специальные сигналы до передачи $S(t)$. Такой метод распространён в гидро- и виброакустике [8, 9], а также используется и в различных задачах гидролокации [11]. В качестве тестовых импульсов удобно использовать ортогональные базисные функции высокого порядка (рис 6). Достаточно высокий порядок базисных функций необходим для локализации рабочего участка спектра (в смысле тригонометрического спектра Фурье) в области низкой дисперсии среды [12]. Для дисперсии D звука в морской воде, где скорости для границ акустического диапазона c_0 и c_∞ отличаются незначительно, величина $D \le 0{,}01$ [11].

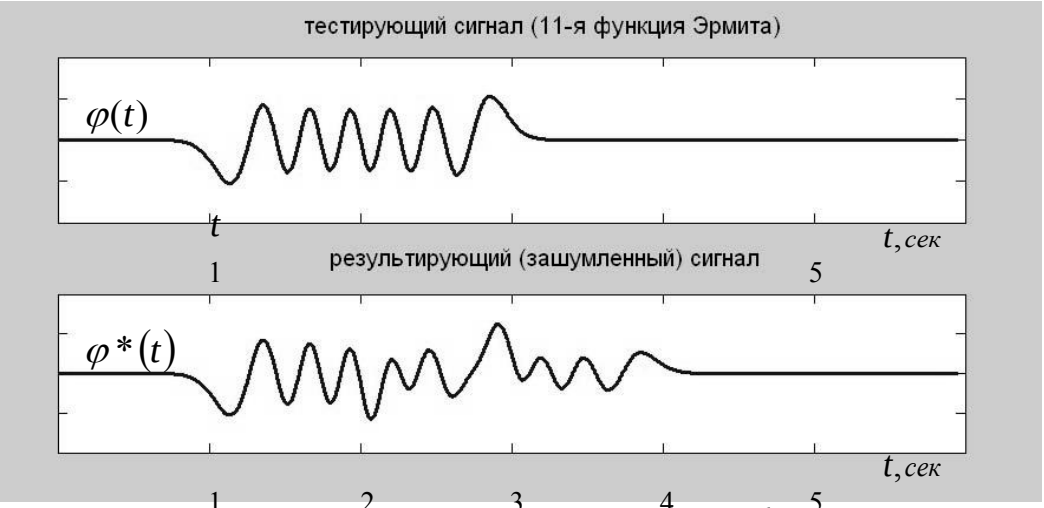


Рис. 5. Распространение сигнала в форме функции Эрмита в плоском слое, описываемом моделью (5)

Для восстановления сигнала на фоне реверберационной помехи (после определения коэффициента потерь α и задержки τ) с помощью обратного преобразования

$$S(t) = S*(t) - \alpha S(t-\tau), \tag{6}$$

обусловленного мультипликативными компонентами в рамках модели (5) с одной отражающей поверхностью (рис. 4), можно воспользоваться кепстральным анализом [10], последовательной итерационной методикой [13] или применить обратное преобразование Лапласа. Образ $F(p)$ сигнала $S(t)$ выражается через образ искаженного сигнала $S^*(t)$, где

$$F^*(p) = \int_0^{+\infty} e^{-pt} S*(t) dt \tag{7}$$

и пользуясь формулой образа для смещённого на время τ сигнала следует

$$S(t-\tau) \Leftrightarrow e^{-p\tau} F(p). \tag{8}$$

В этом случае для модели среды (5) с одной отражающей поверхностью

$$S^*(t) \Leftrightarrow \left(1 - \alpha e^{-p\tau}\right) F(p), \tag{9}$$

для восстановления сигнала согласно формуле Меллина обратное преобразование (7)

$$S^{**}(t) = \frac{t}{2\pi i} \int_{a-i\infty}^{a+i\infty} e^{pt} F(p) dp, \tag{10}$$

где $S^{**}(t)$ – сигнал после восстановления и

$$F(p) \Leftrightarrow \frac{S^*(t)}{(1 + \alpha e^{-p\tau})}. \tag{11}$$

Для корректного восстановления точность определения τ должна составлять несколько процентов от $1/f_{max}$, или другими словами $\tau << f_{max}^{-1}$, где f_{max} – максимальная частота в спектре $S(t)$ (в смысле гармонического Фурье-разложения). Погрешность определения α

$$\delta\alpha \approx 10 - 15\%. \tag{12}$$

согласно упрощённой модели (5) даёт вполне приемлемый результат. Таким образом, допуская $\tau << f_{max}^{-1}$ и (12), удаётся получить функционал интегральной ошибки $\theta_{\alpha,\tau}$ восстановления сигнала $S(t)$ в пределах 5÷10%:

$$\theta_{\alpha,\tau} = \left\| S(t) - S**(t) \right\|^2. \tag{13}$$

Работа выполнена при поддержке Минобрнауки России, регистрационный номер 2.1615.2011 НИР "Исследование сложных объектов различной физической природы современными радиофизическими методами".

ЛИТЕРАТУРА

1. Дедус Ф.Ф., Махортых С.А., Устинин М.Н., Дедус А.Ф. Обобщённый спектрально-аналитический метод обработки информационных массивов. М.: Машиностроение, 1999. 357 с.
2. Справочник по специальным функциям. / Под ред. Абрамовица М. и Стиган И. М.: Наука, 1979. 832 с.
3. Kazuhiko A., Michitake K. Theory of Hypergeometric Functions. Berlin – N.Y: Springer-Verlag, 2011. V. 305, 317 p.
4. Никифоров А.Ф., Уваров В.Б. Специальные функции математической физики М.: Наука, 1984. 344 с.
5. Горелик Г. С. Колебания и волны. М.: Физматлит, 1959. 572 с.
6. Shen J. Stable and Efficient Spectral Methods in Unbounded Domains Using Laguerre Functions // **SIAM Journal on Numerical Analysis**, **Vol. 38, № 4**, 2000. P. 1113-1133.
7. Britenkov A.K., Pankratov A.N. Stable algorithms of adaptive approximation for acoustic signals description by orthohonal polynomials // Physics of Wave Phenomena, 2004. V. 12 (3). P. 168-174.
8. Вировлянский А.Л., Казарова А.Ю., Любавин Л.Я. и др. // Тез. докл. 3-й Всерос. науч.-тех. конф. Н.Новгород: Изд. ИПФ РАН, 1998. С. 33.
9. Зверев В.А., Никитина Н.Е. Измерение параметров трассы распространения импульса в среде с помехами, дисперсией и селективным поглощением // Акустич. журнал. 2006. №4. С. 480-484.
10. Зверев В.А., Стромков А.А. Выделение сигналов из помехи численными методами. Нижний Новгород: изд. ИПФ РАН, 2001. 188 с.
11. Распространение звука во флуктуирующем океане. Под ред. С. Флатте. М.: «Мир», 1984. 336 с.
12. Физическая акустика. / Под ред. У. Мэзона, пер. с англ. Т. 2, ч. А, М., 1968. 487 с.
13. Британенков А.К., Панкратов А.Н. Подавление мультипликативных помех с помощью обобщённого спектрально-аналитического метода в условиях дискретных отражений // Вестник ННГУ им. Н.И. Лобачевского. Серия Радиофизика. 2006. Вып. №1(4). Н.Новгород: Изд. ННГУ. С. 50-57.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ОБРАБОТКИ МАГНИТНЫМ ПОЛЕМ НА ИЗНОС ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫХ СТАЛЕЙ

RESEARCH OF INFLUENCE OF PROCESSING BY THE MAGNETIC FIELD ON THE WEAR OF TOOL STEELS

Е.А. Борисова – асп., **В.В. Зелинский** – к. т. н., доц.
Муромский институт (филиал) ФГБОУ ВПО "Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых"

Abstract. The article presents the results of an experimental study of influence of the magnetic-impulse process on the wear of steel samples used for the cutting tools. A new interpretation of the effect of reduction wear, based on the creation of a sustainable to adhesion the surface secondary structure in the form of a many-electron system was proposed. Its safety features are realized by the normalized energy distribution of the residual magnetic field.

Перспективным физическим методом повышения износостойкости металлорежущих инструментов является импульсная обработка магнитным полем (ОМП) с использованием относительно слабых магнитных полей. Однако из-за многофакторности метод слабо изучен, в ряде условий результаты не воспроизводятся и иногда противоречивы. Механизм и закономерности влияния на износостойкость также изучены недостаточно. Все это препятствует правильному управлению получаемым эффектом и сдерживает широкое практическое применение метода.

В соответствии с научными подходами в трибологии изучение таких проблем начинают с установления доминирующего вида изнашивания в изучаемой системе материалов и условий. Авторами проводилось разностороннее изучение опыта эксплуатации и экспериментальных исследований по изнашиванию большой номенклатуры инструментов с учетом технологических и конструктивных факторов. В результате установлены [1] преобладающий вид и причины изнашивания режущих инструментов, выявлены причинно-следственные связи и соотношение общего износа инструмента с причинами его возникновения. Выявлено, что доля причин изнашивания адгезионной природы может составлять до 85%. Поэтому, с учетом существенного (до 3,5 раз) снижения износа инструментов после ОМП, выдвигается гипотеза о противоадгезионной природе этого метода.

Целью данной работы является исследование влияния импульсного режима ОМП на величину износа в трибосистеме инструментальный материал-обрабатываемый материал при адгезионном изнашивании в условиях однофакторного эксперимента.

Методика и условия опытов. Трибосистему без указания ее внутренней структуры можно представить в виде «черного ящика», имеющего входы – *внешние факторы* и выходы – *характеристики трибопроцесса*.

В данном исследовании основными внешними факторами являются

1) *факторы трибосистемы* – контактное давление, скорость скольжения, характеристики взаимодействующих материалов и среды и др.;

2) *факторы магнитного поля* – уровень напряженности, количественный и временной режим импульсов воздействия, расположение инструмента относительно излучателя поля и др. В опытах все факторы трибосистемы принимались постоянными, а переменным был принят лишь один из факторов магнитного поля – количество импульсов воздействия полем.

Основной характеристикой трибопроцесса в ходе однофакторных экспериментов была принята величина износа инструмента, как наиболее важный для практики показатель эффективности ОМП.

Оборудование. Для намагничивания применялась установка, состоящая из силового блока, блока управления и излучателя магнитного поля напряженностью 400 кА/м. Для моделирования процесса изнашивания использовалась модернизированная

машина трения типа МИ, предусматривающая испытания по схеме трения «ролик-образец».

Образцы. Образцы изготавливались из быстрорежущей стали Р6М5 и легированной стали ХВГ, с соответствующей термообработкой. В испытаниях на изнашивание образцы исследуемых сталей являлись неподвижными и имели форму прямоугольной призмы с размерами 5×5×15 мм. Торец призмы являлся поверхностью трения.

Контртелом в испытаниях являлись подвижные образцы-ролики диаметром 40 мм из конструкционной стали 40Х. Ролики подвергались закалке до твердости 48-49 HRC. Цилиндрические поверхности роликов, образованные чистовым точением, являлись поверхностями трения.

Оценка износа. Величина износа образцов оценивалась по убыли веса, устанавливаемой взвешиванием на лабораторных аналитических весах. Поскольку важной являлась оценка влияния ОМП на износостойкость образцов изучаемых сталей, то износ измерялся только у неподвижных образцов-призм.

Выбор опытной нагрузки. Как отмечалось выше, причиной около 85% величины общего износа инструмента при резании является адгезионное схватывание поверхностей. Важнейшим условием возникновения схватывания является наступление текучести вершин микронеровностей поверхности инструментального материала. Поэтому для максимального приближения условий взаимодействия трущихся поверхностей в процессе лабораторных испытаний к реальным условиям трения при резании опытная нагрузка на образец должна гарантированно обеспечивать на его фактической площади контакта касательные напряжения среза $\tau_{ср}$, соизмеримые по величине с пределом текучести на сдвиг (срез) $\tau_т$ испытываемого инструментального материала.

При плоском деформированном состоянии, реализующемся при трении, $\tau_т = 0{,}5\sigma_т$ (где $\sigma_т$ - предел текучести материала поверхностного слоя под действием нормальной нагрузки). В приближенных расчетах за предел текучести материала поверхностного слоя принимают числа твердости НВ. Их значения получали с помощью стандартной таблицы соотношений между числами твердости, полученными различными методами.

В соответствии с современными представлениями [2] фактическая площадь контакта в большинстве случаев трения составляет около 5% от контурной площади контакта. В условиях опытов контурная площадь равна номинальной, определяемой внешними размерами поверхности трения. На основании изложенного и проведенных расчетов, а также с учетом недопустимости перегрузки и приближенности расчетов, уровень опытной нагрузки для всех образцов был принят равным 300 Н.

Методика испытаний на изнашивание. Испытания на машине трения производились при постоянной скорости скольжения. Контртелом для каждого образца исследуемых сталей являлся отдельный ролик. В начале испытания для каждого неподвижного образца производилась приработка. Введение приработочного этапа в испытания в методическом смысле очень важно. За счет приработочного износа торцевая поверхность образца-призмы приобретает вогнутость, что обеспечивает полное взаимное прилегание неподвижного и подвижного образцов и постоянство контурной площади контакта, необходимые для стабилизации контактного давления. Длительность приработки для разных образцов составляла в целом от 30 до 60 минут. После проведения приработки образец-призма взвешивался и установленный вес принимался за исходный. Испытания проводились этапами длительностью 30 мин для стали ХВГ и 60 мин для стали Р6М5 с перерывами для определения величины весового износа.

Результаты исследования. ***Оценка влияния ОМП на твердость образцов*****.** Воздействия внешним магнитным полем для образцов-призм различались по количеству импульсов от 1 до 7 с длительностью импульсов 2 сек. По одному образцу каждой стали намагничиванию не подвергались и являлись контрольными.

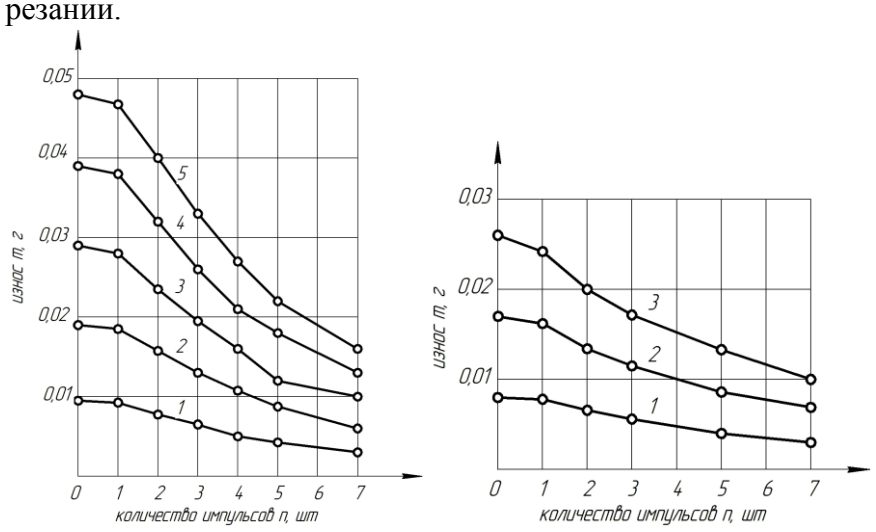
Исходя из предположения о возможном изменении механических свойств образцов от намагничивания, проводилось многократное измерение их твердости на твердомере Роквелла. Для повышения достоверности результатов образцы предварительно обрабатывались вручную шлифовальной бумагой. Однако для всех сталей не удалось выявить заметного влияния намагниченности на изменение механических свойств поверхности образцов. Режимы намагничивания и средние значения твердости для каждого образца обеих сталей представлены в таблице 1.

Таблица 1

Количество импульсов и твердость образцов стали ХВГ (числитель) и стали Р6М5 (знаменатель)

Количество импульсов *n*, шт	0 (контрольный образец)	1	2	3	4	5	7
Твердость HRc	55/59	55/59,5	54/58	54,5/59	53,5/-	55/59	55/58

Оценка влияния ОМП на величину износа. Анализ результатов экспериментов по изнашиванию на основе построения зависимости величины износа m от длительности трения t, выявил постоянные скорости изнашивания для всех образцов, включая контрольные. В соответствии с принятыми в трибологии признаками классификации видов изнашивания и их трактовкой постоянные скорости изнашивания свойственны адгезионному изнашиванию. Это указывает на взаимное соответствие условий трения в опытах и при резании.



а *б*

Рис. 1. Зависимость величины износа от количества импульсов магнитного воздействия n и длительности трения t; а – сталь ХВГ (1 – t = 30 мин, 2 – t = 60 мин, 3– t = 90 мин, 4 – t = 120 мин, 5 – t = 150 мин), б – сталь Р6М5 (1 – t = 60 мин, 2 – t = 120 мин, 3– t = 180 мин).

С позиций оценки влияния импульсного режима ОМП на износостойкость образцов наибольший интерес представляют зависимости величины их износа от количества импульсов воздействия магнитным полем (рис. 1). Данные зависимости показывают, что увеличение числа импульсов магнитного воздействия обеспечивает устойчивое снижение величины износа как для стали ХВГ (рис. 1, а), так и для стали Р6М5 (рис. 1, б). При этом для стали ХВГ кратность снижения величины износа наиболее намагниченного образца (n = 7) по сравнению с контрольным образцом (n = 0) лежит в пределах от 2,9 (при 90 и 120 минутах трения) до 3,6 (при 30 минутах трения). Для стали Р6М5 кратность снижения износа при намагничивании 7 импульсами по отношению к контрольному образцу (n = 0) составляет от 2,42 (при 120 минутах трения) до 2,66 (при 180 минутах трения). Следует отметить, что с увеличением количества импульсов

воздействия происходит постепенное ослабление его влияния, предположительно, связанное с магнитным насыщением материала образцов.

Одним из подходов к анализу результатов по изнашиванию может быть подход, основанный на уравнении Арчарда, полученном в результате математического моделирования процесса адгезионного изнашивания. Это уравнение используется в современных трибологических исследованиях отечественных и зарубежных ученых. Для принятых условий экспериментов уравнение изнашивания принимает вид

$$m = K_a \gamma A V \frac{q}{H} t \ ,$$

где K_a - безразмерный коэффициент адгезии, учитывающий отношение числа адгезионных связей, обусловивших отделение материала, к общему числу связей; γ – плотность материала частиц износа, A – площадь трущегося контакта, V – скорость скольжения, q – контактное давление, H - твердость материала образца, t – длительность трения.

Анализ уравнения показывает, что при постоянных значениях γ, A, V, q, и H (реализованных в опытах с одинаковой длительностью трения t) величина весового износа m определяется только значением коэффициента адгезии K_a. Такой вывод с учетом сильной зависимости величины износа от количества импульсов воздействия магнитным полем n приводит к предположению о том, что намагничивание придает образцам некоторые новые свойства, которые и оказывают влияние на адгезионное взаимодействие модифицированных образцов с контртелом. Следовательно коэффициент адгезии K_a в уравнении изнашивания является наиболее сильным внутренним фактором процесса изнашивания.

Другими внутренними факторами могут являться структурные изменения в материале намагниченного тела. Однако изучение многих исследований влияния ОМП показывает, что эти изменения весьма малы. И даже авторам исследований объяснение существенного повышения износостойкости малозаметным уровнем структурных изменений в намагниченном материале представляется недостаточно убедительным [3].

О связи износа и остаточной намагниченности. В развитие предположения о создании новых свойств проводились опыты по определению зависимости уровня напряженности остаточного магнитного поля (остаточной намагниченности) от количества импульсов воздействия внешним полем. С этой целью подвергали намагничиванию по 1 образцу исследуемых сталей по режимам с количеством импульсов 3, 6, 9 и 15 с одинаковой длительностью 2 сек.

Напряженность остаточного магнитного поля H торцевых поверхностей намагниченных образцов (являющихся в последующих опытах поверхностями трения) оценивали с помощью магнитометра МХ-10, предназначенного для измерения остаточной магнитной индукции B. При этом принималось во внимание, что при постоянной напряженности внешнего магнитного поля, создаваемого индуктором установки, магнитную проницаемость μ стальных образцов можно считать постоянной (μ = const). Тогда остаточная магнитная индукция оказывается пропорциональной напряженности остаточного магнитного поля ($B = \mu H$).

Из результатов измерения, представленных на рисунке 2, следует, что с увеличением количества импульсов воздействия внешним магнитным полем уровень остаточной магнитной индукции (и, следовательно, напряженности остаточного магнитного поля) поверхности трения образцов устойчиво возрастает с некоторым ослаблением при больших количествах импульсов. Сопоставляя результаты, представленные на рисунках 1 и 2, можно сделать вывод о том, что влияние остаточной намагниченности на износ выражено более сильно, чем влияние количества импульсов поля. Следовательно, остаточную намагниченность можно рассматривать как новое свойство материала, ответственное за адгезионное взаимодействие и коэффициент K_a.

Очевидно, что такая гипотеза может быть верной при определенном механизме влияния ОМП на износ.

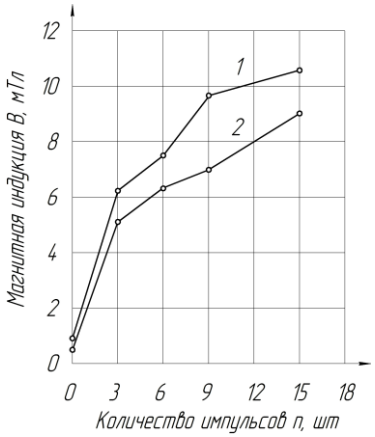


Рис. 2. Зависимость остаточной магнитной индукции торцевых поверхностей образцов-призм
от количества импульсов воздействия внешним магнитным полем
(*1 – образец из стали ХВГ; 2 – образец из стали Р6М5; n = 0 – без ОМП*)

Механизм влияния ОМП. Все инструментальные стали являются ферромагнетиками и состоят из доменов с самопроизвольной намагниченностью. Внешнее магнитное поле ориентирует домены в определенном направлении, отчего и возникает сильная и направленная намагниченность. При снятии внешнего поля из-за магнитного трения ориентация доменов сохраняется и в теле создается остаточная намагниченность с определенным расположением линий напряженности поля.

Основываясь на принципах взаимодействия при трении структурных составляющих сопряженных кристаллических решеток [2], можно предположить, что остаточное магнитное поле образца вместе с частью энергии фрикционных явлений поддерживает сохранность на поверхности трения некоторой электронной системы с измененным энергетическим уровнем. Изменение ее энергии вызвано воздействиями магнитным полем. Такая система более устойчива к образованию химических связей, обусловливающих адгезию, чем система с исходным уровнем энергии. Она возникает и осуществляет защитные функции за счет нормируемого распределения энергии внешнего магнитного поля.

По результатам работы можно сделать следующие выводы.

1. Изучаемые стали предрасположены к повышению износостойкости применением ОМП и кратность снижения износа в условиях проведенных экспериментов составила для стали ХВГ от 2,9 до 3,6, для стали Р6М5 – от 2,42 до 2,66.

2. Впервые установлена взаимосвязь износа намагниченных сталей и уровня их остаточной намагниченности.

3. Предложена новая интерпретация эффекта снижения износа в результате магнитной обработки и установлен один из режимных факторов влияния - количество импульсов воздействия магнитным полем с оптимальным значением 6…7.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зелинский В.В. Борисова Е.А. Установление преобладающих видов и причин изнашивания режущих инструментов // Машиностроение и безопасность жизнедеятельности, № 2(12), 2012, с. 55-60.

2. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / А.В. Чичинадзе, Э.М. Берлинер, Э.Д. Браун и др.; Под общ. ред. А.В. Чичинадзе.- М.: Машиностроение, 2003.- 576 с.

3. Колеров О.К., Трухов А.П., Логвинов А.Н., Мокеев А.В. К магнито-импульсной обработке быстрорежущих сталей // Вестник СГАУ, № 1(5), 2004, с 85-88.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ВИБРАЦИИ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ ОБОРУДОВАНИИ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЛИНЕЙНЫХ ФУНКЦИЙ

MODELLING OF DISTRIBUTION OF VIBRATION IN THE TECHNOLOGICAL EQUIPMENT WITH APPLICATION OF LINEAR FUNCTIONS

Е.В.Бутримова – ст. преп.
ФГБОУ ВПО МГТУ “СТАНКИН”

Abstract. The problem of definition of levels of vibration in the technological equipment is considered. Possibility of application of linear functions for modelling of distribution of vibrations on elements of the equipment which allows to define level of vibration in the set point depending on distance from the basic source of vibration is investigated. Examples of the developed linear models are taken.

При реализации технологических процессов в технологическом оборудовании всегда возникают вибрации. Они возникают за счет потерь механической энергии при ее преобразовании и передаче от вала двигателя в зону обработки. [1]

С физической точки зрения, вибрация представляет собой совокупность малых механических колебаний в упругих телах. Благодаря взаимодействию соседних элементов среды, упругие деформации передаются от одних участков среды к другим, более удаленным от источника возмущения. Таким образом, периодические возбуждения, которые имеются в каком-либо месте упругой среды, не остаются локализованными в этом месте, а распространяются в среде с некоторой скоростью, зависящей от ее физических свойств. Некоторая доля механической энергии при колебании точки около положения равновесия всегда теряется из-за наличия сопротивления среды (сил, противодействующих движению ее частиц), т.е. механическая энергия колебаний превращается в теплоту. При распространении колебаний в среде, по мере удаления механической волны от источника, амплитуда колебаний также будет уменьшаться (т.к. любая среда является поглощающей), следовательно, происходит постепенное затухание колебаний [2, 3].

Это затухание, в зависимости от вида волны – плоской или сферической, - подчиняется соответственно экспоненциальному или экспоненциально-степенному закону. При оценке распространения вибрации в технологическом оборудовании, в частности, в металлорежущих станках, необходимо учитывать ряд особенностей: энергия вибрации машины распределяется между его степенями свободы в зависимости от их собственных частот и демпфирования, а также в зависимости от частоты источника энергии [4].

При выполнении технологического процесса, станок представляет собой сложную упругую динамическую систему. Однако, если оборудование имеет протяженные элементы, можно предположить, что на некотором отрезке уровень вибрации этих элементов будет снижаться с увеличением расстояния от привода главного движения, т.е. основного источника вибрации [4].

Математические зависимости, описываемые экспоненциальной и экспоненциально-степенной функциями, являются сложными для определения их коэффициентов, поэтому, учитывая, что станки имеют сложную кинематическую цепь и динамическую систему, в статье предложено использовать линейную функцию для моделирования распространения вибрации в технологическом оборудовании. Многие физические законы могут быть с высокой степенью точности описаны с помощью линейной функции, но важно, что ряд сложных нелинейных зависимостей “в малом” можно считать линейными. Т.е. в данном случае, “малым” можно считать расстояние, ограниченное габаритами оборудования или его отдельными элементами, в которых распространяется вибрация.

На кафедре “Инженерная экология и безопасность жизнедеятельности” ФГБОУ ВПО МГТУ “СТАНКИН” и в Государственном инжиниринговом центре МГТУ “СТАНКИН” автором проводились экспериментальные исследования распространения вибрации по элементам технологического оборудования. Исследования проводились на токарно-винторезном станке 16К20 и гидростанции сверхвысокого давления. На оборудовании выбраны элементы, в которых исследовалось распространение вибраций, т.е. изменение значений уровней вибрации в зависимости от расстояния от основного источника вибрации. Измерения проводились в выбранных контрольных точках, на разных расстояниях от источника. В таблице 1 представлены данные проведенных экспериментальных исследований.

Таблица 1 – Данные экспериментальных исследований

Оборудование	Токарно-винторезный станок 16К20	Гидростанция сверхвысокого давления
Элемент оборудования, в котором исследовалось распространение вибрации	Направляющие станка	Рама – нижняя балка; рама – средняя балка
Расположение контрольных точек	От коробки скоростей, 4 точки через равные промежутки 0,4 м	1) Нижняя балка – от электродвигателя, 6 точек через 0,4 м; 2) Средняя балка – от левой стороны рамы, 7 точек, через 0,4 м, с центральной точкой 1,2 м от рамы (расположение плунжеров)
Режимы работы оборудования	Токарная обработка, глубина резания t = 1 мм; скорость подачи S = 0,2 мм/об; на трех частотах вращения шпинделя: 1) n = 500 об/мин 2) n = 1000 об/мин 3) n = 1600 об/мин	Нагнетание рабочей жидкости под давлением 600 МПа, с подачей 6 л/мин
Измеряемый параметр вибрации	Логарифмический уровень корректированного значения виброскорости	Логарифмический уровень корректированного значения виброускорения

Полученные результаты экспериментальных исследований показали, что уровни виброскорости и виброускорения падают с увеличением расстояния от источника вибрации.

Так как экспериментальное исследование на станке проводилось на трех частотах вращения шпинделя, то, с учетом режимов, линейная математическая модель распространения вибрации для токарно-винторезного станка будет иметь вид:

$$V = c + a_1 \cdot R + a_2 \cdot n \qquad (1)$$

где V – уровень виброскорости, дБ; c, a_1 и a_2 – коэффициенты линейной математической модели; R – расстояние от основного источника вибрации, м; n – частота вращения шпинделя, об/мин.

Линейная математическая модель распространения вибрации для рамы гидростанции сверхвысокого давления:

$$A = c + a_1 \cdot R \tag{2}$$

где A – уровень виброускорения, дБ. Данная математическая модель имеет одинаковое описание для нижней и средней балок, но разные коэффициенты, т.к. в разных элементах одного оборудования вибрации распространяются по-разному.

Для построения математической модели и определения ее коэффициентов, использовался метод наименьших квадратов. Он позволяет определить по экспериментальным данным математическую зависимость между параметрами, при которой отклонение от экспериментальных результатов является минимальным [5, 2, 6].

Для поиска коэффициентов c, a_1 и a_2 функции (1) и c и a_1 функции (2), способствующих минимизации полученного выражения, необходимо приравнять частные производные функции по данным коэффициентам нулю. Дифференцированием в частных производных получены системы уравнений. Для токарно-винторезного станка [2]:

$$\begin{cases} (p) \cdot c + (\sum_{k=1}^{p} R_k) \cdot a_1 + (\sum_{k=1}^{p} n_k) \cdot a_2 = (\sum_{k=1}^{p} V_k) \\ (\sum_{k=1}^{p} R_k) \cdot c + (\sum_{k=1}^{p} R_k^2) \cdot a_1 + (\sum_{k=1}^{p} R_k \cdot n_k) \cdot a_2 = (\sum_{k=1}^{p} R_k \cdot V_k) \\ (\sum_{k=1}^{p} n_k) \cdot c + (\sum_{k=1}^{p} R_k \cdot n_k) \cdot a_1 + (\sum_{k=1}^{p} n_k^2) \cdot a_2 = (\sum_{k=1}^{p} n_k \cdot V_k) \end{cases} \tag{3}$$

Для гидростанции сверхвысокого давления [4]:

$$\begin{cases} (p) \cdot c + (\sum_{k=1}^{p} R_k) \cdot a_1 = (\sum_{k=1}^{p} A_k) \\ (\sum_{k=1}^{p} R_k) \cdot c + (\sum_{k=1}^{p} R_k^2) \cdot a_1 = (\sum_{k=1}^{p} R_k \cdot A_k) \end{cases} \tag{4}$$

где p – количество измерений; k – номер измерения.

Решением полученных систем уравнений, определены коэффициенты математических моделей.

Для токарно-винторезного станка получена линейная математическая модель зависимости среднеквадратичного значения уровня виброскорости от расстояния от основного источника и частоты вращения шпинделя:

$$V = 74{,}5862 - 6{,}0400 \cdot R + 0{,}0096 \cdot n \tag{5}$$

Для гидростанции сверхвысокого давления построены три линейные математические модели зависимости уровня виброускорения от расстояния от источника. Первое уравнение – для нижней балки, где основным источником является электродвигатель, установленный в нижней части рамы. Второе и третье уравнения – для средней балки. Проведенное экспериментальное исследование показало, что на средней балке основным источником вибрации являются плунжеры, смонтированные на ней и расположенные по центру, поэтому целесообразно построить две математические модели: от левой рамы до плунжеров и от плунжеров до правой рамы. Следовательно, для гидростанции получены следующие математические модели:

$$\begin{cases} A = 125{,}24 - 2{,}8143 \cdot R \\ A = 115{,}94 + 0{,}8500 \cdot R \\ A = 119{,}68 - 2{,}1000 \cdot R \end{cases}$$

- нижняя балка;
- средняя балка (0 – 1,2 м);
- средняя балка (1,2 – 2,4 м). (6)

На рис. 1 и 2 графически представлены изображения полученных линейных моделей и действительных значений уровня виброскорости и виброускорения в контрольных точках соответственно для токарно-винторезного станка и гидростанции сверхвысокого давления.

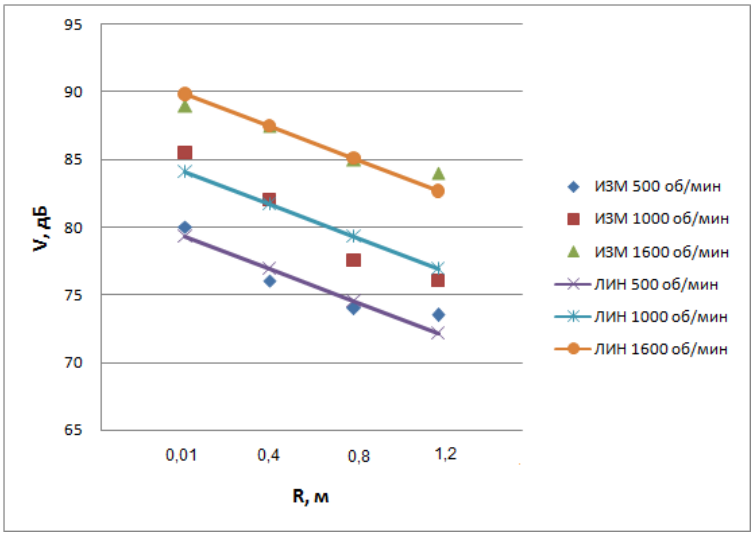


Рис. 1. Графическое изображение линейной модели и действительных значений уровней виброскорости для токарно-винторезного станка (ИЗМ – измеренные прибором значения; ЛИН – значения, полученные по результатам моделирования; 500, 1000, 1600 об/мин – частоты вращения шпинделя)

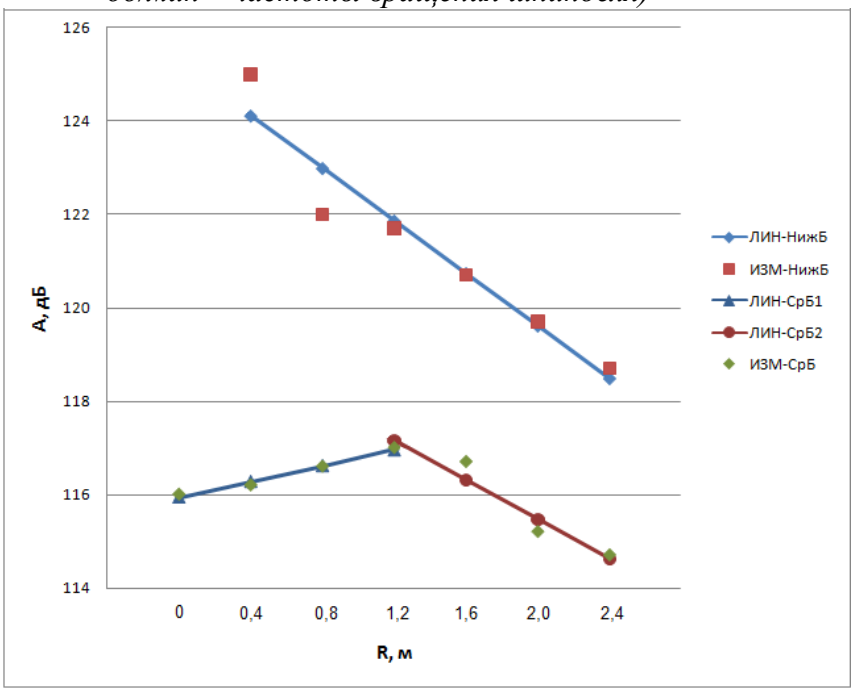


Рис. 2. Графическое изображение линейной модели и действительных значений уровней виброускорения для гидростанции сверхвысокого давления (ИЗМ – измеренные прибором значения; ЛИН – значения, полученные по результатам моделирования; НижБ – значения для нижней балки; СрБ1 – значения для средней балки от 0 до 1,2 м; СрБ2 – значения для средней балки от 1,2 до 2,4 м)

Для полученных линейных математических моделей определены максимальные

отклонения рассчитанных значений уровней виброскорости и виброускорения от значений, измеренных прибором. В точках с максимальным отклонением определена относительная погрешность рассчитанных по полученным моделям значений. В таблице 2 представлены максимальные отклонения и относительные погрешности для каждой полученной математической модели.

Таблица 2. Максимальные отклонения и относительные погрешности линейных математических моделей

Элемент оборудования	Направляющая токарно-винторезного станка	Нижняя балка рамы гидростанции	Средняя балка рамы гидростанции (до 1,2 м)	Средняя балка рамы гидростанции (после 1,2 м)
Максимальное отклонение, дБ	1,82	0,99	0,08	0,38
Относительная погрешность, %	2,35	0,81	0,07	0,33

Полученные результаты и проведенный анализ показали, что максимальное отклонение построенных линейных математических моделей составляет 1,8 дБ, т.е. погрешность по всем проведенным исследованиям не превышает 2,5 %. Таким образом, применение линейных функций для моделирования распространения вибрации в технологическом оборудовании является возможным и целесообразным с точки зрения практической реализации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шварцбург Л.Э. Особенности защиты окружающей среды в производственных условиях / Научно-практический и учебно-методический журнал «Безопасность жизнедеятельности». – М.: Издательство «Новые технологии». – 2006. - № 6. – С. 9 – 13.
2. Бутримова Е.В. Применение линейного моделирования для анализа распространения вибрации в технологическом оборудовании / Автоматизация и информационные технологии – АИТ-2012. Материалы всероссийской молодежной конференции: Сборник докладов. Т.1. – 2012. – С. 59 – 62.
3. Кабисов К.С., Камалов Т.Ф., Лурье В.А. Колебания и волновые процессы: Теория. Задачи с решениями. – М.: КомКнига, 2005. – 360 с.
4. Бутримова Е.В. Исследование возможности применения линейного моделирования при прогнозировании распространения вибрации в технологическом оборудовании / Анализ и прогнозирование систем управления в промышленности и на транспорте. Материалы XIV Международной научно-практической конференции молодых ученых, студ.ов и асп.ов: Сборник докладов. – 2013. – С. 205 – 212.
5. Адлер Ю.П. Введение в планирование эксперимента. – М.: Изд-во «Металлургия», 1968. – 155 с.
Власов В.И., Шарипов О.А. Управление физическими процессами обработки. – М.: ИЦ ГОУ МГТУ «Станкин», 2005. – 82 с.

ПРЕОБРАЗОВАНИЕ СХЕМ ДОРОЖНЫХ СЕТЕЙ
ROAD NETWORKS SCHEMES REORGANIZATION AND TRANSFORMATION

М.С. Васильев - магистр, м.н.с.
Институт машиноведения им. А.А.Благонравова РАН

Abstract. In megalopolises where the road network often grows spontaneously, quite often there is a question: how is it possible to make a road network better, with the minimum expenses? Having looked at the map of a traffic of any big city, importance of the matter is understood. The aim of this work is to show new method of work with road networks which consists in their representation in the form of geometrical graph and their further transformation. Method of work with schemes of the road networks, presented in this article, allows not only to simplify road networks by reduction of number of elements of a network, change of the organization of movement or the geometrical provision of some elements of a network, but also to receive new road networks from the already existing.

Keywords: graph, zeroing of a site of the scheme, division – consolidation (D-C) scheme, division of the scheme into subscheme, consolidation of subscheme in the scheme.

При построении дорожных схем нередко используются два основных элемента - бинарный разделитель и бинарный сумматор. Схемы только из данных элементов легко представляются в виде геометрических графов, элементы, получаемые при пересечении ребер (узлы) мы рассматривать в данной работе не будем, считая, что по теореме Понтрягина-Куратовского во всех представленных случаях они могут быть удалены выходом из плоскости.

В процессе упрощения, будем не только исключать у графов геометрическую привязку, но и возвращаться к ней. Потому что, какой бы схемой мы не заменили дорожную сеть, в конечном счете, она должна соответствовать реальной картине и иметь возможность применения на практике.

В качестве основного преобразования будем разделять, и объединять графы на подграфы, в которых только один вход и все выходы, которые он соединяет. Тем самым мы будем получать подсхемы, числом равному числу входов в систему. Так же сохраним в данных схемах направленность движения по ребрам (от входа к выходам). Будем называть такие подсхемы «разделитель-объединитель» схемами или Р-О схемами.

Все Р-О схемы довольно просты, поэтому их легко можно упростить путем устранения лишних элементов; поняв же, где имеются лишние элементы, станет легко упростить и нашу начальную схему. Но, так как при удалении вершины из графа уходят все ребра, которые соединены с этой вершиной, данный метод не подходит для упрощения схем, поэтому в данной работе рассмотрим несколько других методов, с помощью которых мы сможем упрощать дорожные схемы и приведем пример алгоритма, следуя которому, мы сможем это сделать.

Разделение и объединение схем

Наиболее нетривиальным шагом в процессе преобразования дорожных сетей является переход от единого графа дорожной сети к множеству Р-О схем. Остановимся на данном моменте чуть подробнее.

Рассмотрим подробно переход от единого графа к множеству подсхем на примере небольшого перекрестка изображенного на рисунке 1.

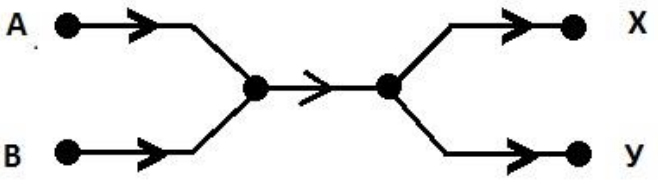


Рис. 1. Простейший пример

Данный граф имеет два входа (А и В), следовательно, он разбивается на две подсхемы. Наиболее простой способ разбиения графа - это преобразование начального графа, путем поэтапного удаления всех вершин-входов, кроме одной, относительно который строится подсхема, затем обнуления участков, принадлежащих удаленным входам, то есть имеющим обратную, относительно входа, направленность. Таким образом, мы получаем первую подсхему. Затем повторяем процедуру для другого входа. Результат разбиения графа изображенного на рисунке 1 показан на рисунке 2.

Рис. 2. Простейшие подсхемы

Покажем процесс обратного перехода от двух подсхем, показанных на рисунке 2, к схеме на рисунке один. Для этого на каждой из подсхем выбираем количество точек, лежащих на ребрах данной подсхемы, равное максимальному числу выходов среди всех подсхем, при этом выбранные точки должны лежать на разных маршрутах подсхемы, соединяющих вход с выходом. (В случае, если число выходов в подсхемах неодинаково, тогда не все выбранные точки будут задействованы.) После этого совмещаем подсхемы в выбранных точках. У получившегося графа появляются ребра кратностью больше одного, для этих ребер уменьшаем кратность до единицы, как показано на рисунке 3.

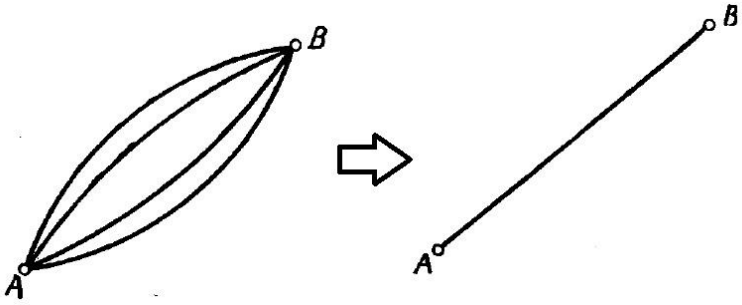


Рис. 3. Уменьшение кратности ребра

Примеры того, каким образом можно соединить подсхемы на рисунке 2, смотрите на рисунке 4. При указанном совмещении у нас появляются не просто ребра кратностью больше единицы, но и дублируются целые участки сети. В тех случаях, когда участки совпадают (центральный случай на рисунке ниже), их следует полностью совместить. Но когда полного совпадения нет, как например, на последней схеме, появится необходимость совместить ребро с несколькими ребрами и вершиной их соединяющих. В этом случае, алгоритм работы не меняется, но важно помнить, что с одним ребром можно соединить строго определенное число ребер и вершин. То есть, с одним ребром можно соединить одно ребро, два ребра и вершину, три ребра и две вершины и так далее.

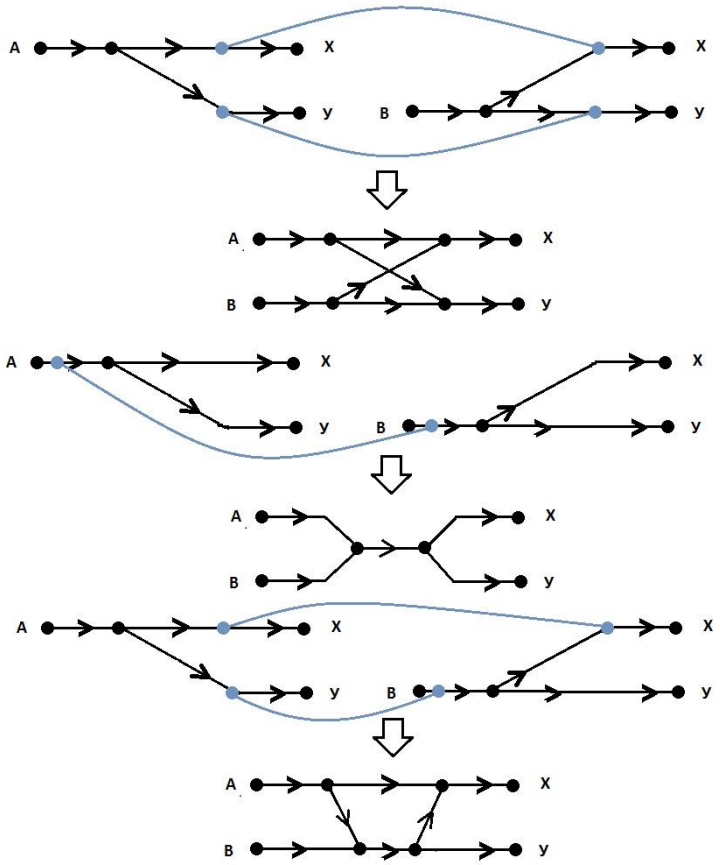


Рис. 4. Объединение подсхем в множество схем

Заметим, что получившееся таким преобразованием множество графов имеет одинаковую связанность.

Методы упрощения Р-О схем

Зачастую начальные схемы требуют не столько преобразования, сколько упрощения. Метод разделения и объединения, позволят это сделать очень простым способом. Представив начальную схему в виде подсхем, несложно заметить некоторые моменты, в которых схема может быть упрощена. Тем самым, мы будем работать не с основной схемой, а с ее подсхемами и, упростив отдельные подсхемы, при объединении получим уже упрощенные сети.

Для упрощения схем, будет использоваться способ уменьшения числа элементов, ребер и вершин графов, который отличается от общепринятого. Когда мы работаем с графом, и удаляем, например одну его вершину, то вместе с ней мы должны удалить и все ее ребра. Данный способ нам не подходит, поэтому введем несколько преобразований, которые нам пригодятся в упрощении Р-О схем:

1. Преобразование - Повторение

Если в подсхеме имеются ребра кратностью больше единицы, то кратность данных ребер необходимо свести к единице.

2. Преобразование - Упрощение

Каждый сумматор в Р-О схеме может обнулить один делитель, в том случае если данное обнуление сохраняет маршрутизацию схемы.

3. Преобразование - Сокращение

Если одна вершина в Р-О схеме соединена с другой более чем одним способом, то число таких способов следует свести к одному.

Алгоритм упрощения Р-О схем

Используя приведенные свойства, мы можем упрощать любые дорожные схемы, для этого предлагается следующий алгоритм:

1. Дорожную сеть необходимо сначала представить в виде геометрического графа, затем разбить на подсхемы - Р-О схемы.
2. Далее упрощаем каждую схему отдельно, используя методы преобразования, описанные выше.
3. После упрощения собираем схемы обратно в одну большую. Важно сохранять бинарность отношений, количество входов и выходов, а также число связей между входами и выходами.

Свойства алгоритма упрощения

Легко заметить, что при использовании описанного алгоритма дорожная схема переходит в некую простейшую схему или множество простейших схем. Рассмотрим несколько важных свойств описанного алгоритма.

Пусть А – произвольная дорожная схема, и через А() обозначим применение алгоритма преобразования.

Свойство преобразования алгоритма:

Если A(A) = {B}, то для любой схемы C є {B}, A(C) = {B}.

Свойство множеств после преобразования алгоритмом:

Пусть все схемы множества {A} имеют одинаковое число въездов и съездов и одинаковые отношения между ними. Тогда для любой схемы A є {A}, A(A) = {B}.

Таким образом, для того чтобы успешно применять на практике описанный выше алгоритм, с учетом указанных свойств, нужно учитывать еще и различные типы условий, при которых мы не можем убирать все лишние элементы из сети, в противном случае мы всегда будем приходить к множеству простейших систем, которое не всегда подходит для практических задач. Рассмотрим различные типы условий:

- Геометрические (невозможность построить эстакаду, снести дом и т.д.)
- Аналитические (необходимость разведения потоков)
- Практические (стоимость, сложность)

ЛИТЕРАТУРА

1. C. E. SHANNON A Mathematical Theory of Communication. — The Bell System Technical Journal, vol. 27, pp. 379-423 and 623-656, July and October, 1948.

2. Глухарев К.К, Улюков Н.М. Модель однорядного потока автомобилей. Вывод уравнений и их интегрирование // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2008.– С. 29-38.

3. Басакер Р., Саати Т. Конечные графы и сети 1974. - 368 с.

4. Фрэнк Харари. Теория графов - 2003 – с. 296.

5. А.Н. Колмогоров, С.В. Фомин, Элементы теории функций и функционального анализа. - 1976 - с. 355.

6. Oystain Ore, Graphs and theie uses - 1965.— 175 с.

ОРГАНИЗАЦИЯ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ ВОДИТЕЛЯ ПО КРИТЕРИЮ МАКСИМИЗАЦИИ ЗДОРОВЬЕСБЕРЕЖЕНИЯ

ORGANIZATION OF DRIVER ACTIVITY BY HEALTHSAVING MAXIMIZATION CRITERION

А.Н. Варнавский – к.т.н., доц.
Рязанский государственный радиотехнический университет

Abstract. Describes an approach to the organization of driver activity by healthsaving maximization criterion. Proposed simulation model of the change of state driver's view of the processes of fatigue, the load on the adaptation of the system and recovery. Analyzed the resulting family of curves of change in condition of the driver on the parameters of its activities and individual characteristics. The automated system for the removal and analysis of galvanic skin response driver, which carries signaling the need to restore the state.

Водитель в процессе своей деятельности подвергается воздействию двух основных негативных факторов: высоким уровнем психоэмоционального напряжения и высокой скоростью движения. Это может привести к ухудшению состоянию здоровья, возникновению профессиональных заболеваний, что так или иначе будет связано с экономическими затратами, увеличению уровня аварийности и ДТП [1].

При правильной организации трудовой деятельности водителя возможно снижение негативных воздействий, поддержание работоспособности на максимальном уровне в течение длительного времени, снижение вероятности возникновения аварий и ДТП, в связи с чем, задача исследования вариантов организации деятельности водителя является актуальной.

Целью работы является моделирование и разработка способов организации деятельности водителя по критерию максимизации здоровьесбережения.

Для исследования процесса деятельности водителя можно использовать имитационное моделирование. При этом процесс деятельности водителя свяжем с изменением состояния адаптационных систем и процессов организма, поскольку именно их срыв приводит к возникновению и развитию профессиональных заболеваний, ухудшению состояния здоровья.

Описание процессов утомления и восстановления водителя

Введем интегральный параметр состояния водителя $S(t_{раб})$, который пропорционален его работоспособности и нагрузке на адаптационные системы:

$$S\left(t_{раб}\right) = k \int_0^{t_{раб}} B(t)dt\,, \qquad (1)$$

где $B(t)$ – зависимость величины работоспособности от времени, $t_{раб}$ – время деятельности, k – коэффициент пропорциональности.

Работоспособность меняется в результате протекания процессов утомления и восстановления [2]. Соответственно, при организации деятельности водителя необходимо предусмотреть перерывы в работе для снижения утомления и восстановления работоспособности и состояния водителя.

Под утомлением понимают временное уменьшение работоспособности, вызванное интенсивной или длительной работой. Для описания процесса снижения работоспособности $B(t)$ во время работы при наличии утомления можно использовать зависимость вида

$$B(t)=B_0\exp(-\mu_u \cdot t), \qquad (2)$$

где B_0 – начальное значение работоспособности; μ_u - интенсивность накопления утомления.

Для описания процесса восстановления работоспособности $B(t)$ во время отдыха можно использовать зависимость вида

$$B(t)=(B_m-B_{0m})(1-\exp(-\mu_v \cdot t))+B_{0m}, \quad (3)$$

где B_m и B_{0m} –значения уровней работоспособности в моменты начала работы (максимальное значение работоспособности) и начала перерыва; μ_v - интенсивность восстановления работоспособности.

Будем считать, что за время деятельности $t_{раб}$ [мин] водителя периодов регламентированного отдыха за рабочий день равно n, длительности интервалов работы и отдыха равны Tw и Tr соответственно, и все интервалы распределены равномерно. Тогда длительность интервала Tw [мин], в течение которого осуществляется деятельность водителя, будет определяться по формуле

$$Tw = \frac{t_{раб} - n \cdot Tr}{n+1}. \quad (4)$$

Обозначим номер интервала деятельности водителя длительности Tw как i, где i может принимать значения в диапазоне $1\ldots n+1$.

Используя формулы (1)-(4), запишем выражение для определения интегрального параметра состояния $S(t_{раб})$ в виде:

$$S\left(t_{раб}\right) = k\sum_{i=1}^{n+1}\int_{(Tw+Tr)(i-1)}^{(Tw+Tr)i-Tr} B(t)dt. \quad (5)$$

В интервалах $((Tw+Tr)i-Tr;\ (Tw+Tr)i)$ при $i=1..n+1$, являющихся перерывами в работе, происходит увеличение значения $B(t)$ в соответствии с формулой (3), величина интегрального параметра состояния $S(t_{раб})$ при этом не меняется.

Имитационное моделирование деятельности водителя

На основе рассмотренных соотношений и процессов построен моделирующий алгоритм, который реализован в пакете GPSS World [3] в виде имитационной модели.

Исследуем влияние числа n перерывов на значение $S(t_{раб})$. Для этого проведем серию экспериментов с полученной имитационной моделью, определяя значения $S(t_{раб})$ при n от 2 до 20. Результатом эксперимента является зависимость $S(t_{раб})(n)$.

Изменяя значения параметров B_m, μ_u, μ_v, повторим серию экспериментов по определению зависимостей $S(t_{раб})$ при n от 2 до 20. Необходимость проведения таких экспериментов обусловлена тем, что значения B_m, μ_u, μ_v зависят от биологических свойств водителя и его текущего функционального состояния. На рис. 1 представлено семейство кривых зависимостей $S(t_{раб})$ при разных значениях B_m, μ_u, μ_v.

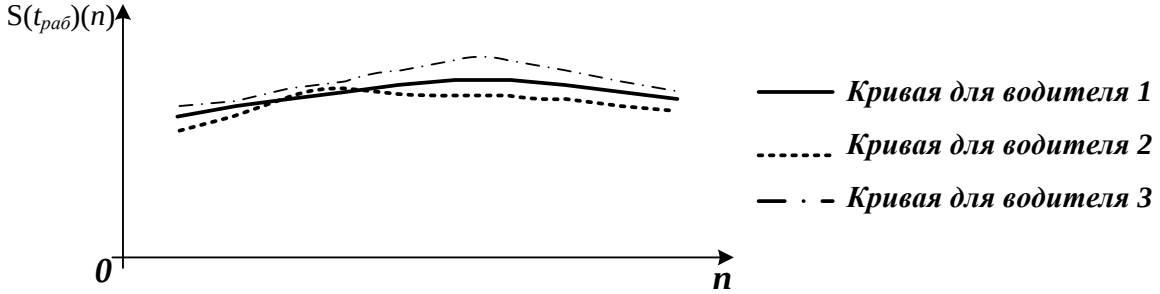


Рис. 1. Семейство кривых зависимостей $S(t_{раб})(n)$ *при разных значениях* B_m, μ_u, μ_v

Проанализировав результаты моделирования, можно сделать два основных вывода.

Во-первых, величина интегрального параметра состояния $S(t_{раб})$ является функцией от числа перерывов n, причем такая зависимость имеет один максимум при некотором значении $n_{опт}$: $S(t_{раб})(n_{опт})=\max$.

Во-вторых, $n_{опт}$ в каждой зависимости $S(t_{раб})(n, B_m, \mu_u, \mu_v)$ имеет свое значение, т.е. является функцией от величин параметров B_m, μ_u, μ_v: $n_{опт}= f(B_m, \mu_u, \mu_v)$.

Исходя из данных выводов, для формирования параметров деятельности введем критерий максимального здоровьесбережения, суть которого можно сформулировать следующим образом. Для каждого водителя в зависимости от его биологических свойств и текущего функционального состояния на момент начала работы может быть выбрано

определенное число $n_{опт}$ перерывов, только при этом значении будет достигнуто максимальное значение интегрального параметра состояния и минимизировано негативное ухудшение состояния.

Для определения значения $n_{опт}$ можно продифференцировать выражение (5) по n и полученный результат приравнять к нулю:

$$\frac{dS(n_{опт})}{dn} = 0 .$$

Определить значения B_m, μ_u, μ_v с дальнейшим расчетом $n_{опт}$ перед началом работы можно путем проведения тестирования, по результатам которого возможна оценка интенсивностей утомления и восстановления, максимальной работоспособности [4].

Автоматизированная система оценки утомления и работоспособности водителя

Для оценки утомления и работоспособности водителя может быть использована разрабатываемая автоматизированная система, осуществляющая съем и анализ кожно-гальванической реакции, учет уровня которой используется для оценки уровня работоспособности и утомляемости.

Сигнал кожно-гальванической реакции состоит из двух составляющих: тонической и фазической. Тоническая – низкочастотная составляющая характеризует психофизиологическое состояние водителя. Соответственно, чем меньше сопротивление кожи, тем выше активность нервной системы, уменьшение сопротивления кожи свидетельствует об утомлении водителя. Фазическая – высокочастотная составляющая характеризует колебания сигнала под действием эмоционально значимых факторов. Соответственно, большое число колебаний сигнала в единицу времени может свидетельствовать о негативном воздействии на водителя текущих психоэмоциональных факторов. Использование совокупности тонической и фазической составляющих позволяет сделать вывод о текущем функциональном состоянии водителя.

В качестве аппаратных и программных компоненты автоматизированной системы использованы технологии компании National Instruments. Аппаратная часть построена с использованием устройства сбора данных USB 6008, а программная часть представляет собой виртуальный прибор LabVIEW, лицевая панель которого представлена на рис. 2. На лицевой панели виртуального прибора можно выделить область ввода данных об водителе, область ввода параметров, контролирующих процесс обработки и анализ, группу индикаторов, характеризующих уровень возбуждения, активности, работоспособности и утомления, окно осциллограммы, кнопки запуска и остановки процесса исследования [5].

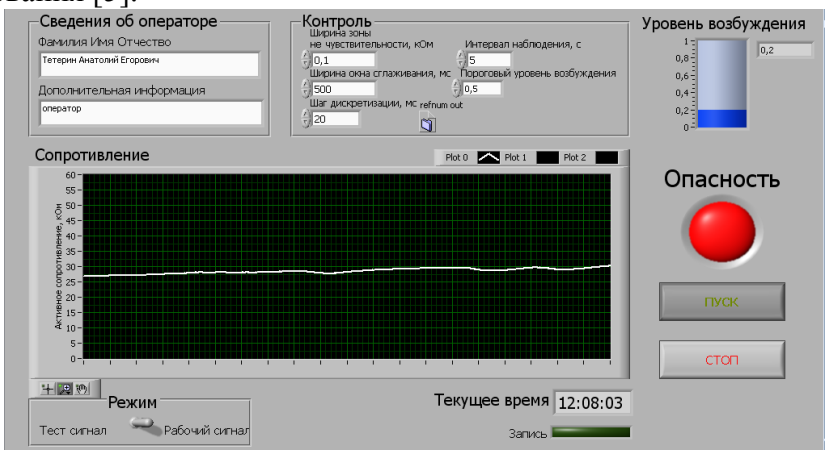


Рис. 2. Лицевая панель виртуального прибора для съема и анализа кожно-гальванической реакции водителя

При реализации программной части автоматизированной системы выделены основные этапы ее функционирования [5].

1. Непрерывное измерение электрокожного сопротивления и первичная обработка регистрируемых значений (фильтрация и нормирование). При использовании датчиков

съема кожно-гальванической реакции, встроенных, например, в руль или браслет, можно осуществлять непрерывное измерение данного сигнала в течение деятельности.

2. Выделение тонической составляющей кожно-гальванической реакции. Осуществляется путем усреднения значений электрокожного сопротивления в окне анализа.

3. Выделение фазической составляющей кожно-гальванической реакции. Осуществляется определение и подсчет числа скачков электрокожного сопротивления по величине разности текущего значения сопротивления и текущего значения уровня тонической составляющей.

4. Анализ текущего уровня активности и работоспособности водителя. Осуществляется анализ совокупности тонической и фазической составляющих кожно-гальванической реакции. В частности, высокий уровень тонической составляющей свидетельствует об утомлении водителя, низкий уровень тонической составляющей в совокупности с большим числом колебаний фазической – о сильном психоэмоциональном возбуждении, перенапряжении. В таких случаях необходима сигнализация возможной опасности и предоставление отдыха водителя.

5. Коррекция параметров перерывов. Осуществляется коррекция параметров перерывов (длительность и периодичность), если длительности интервалов работы, в течение которых показатели функционального состояния водителя больше критического, уменьшаются.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе рассмотрена задача имитационного моделирования деятельности водителя с учетом таких процессов, как утомление и восстановление работоспособности. На основе разработанного моделирующего алгоритма была составлена имитационная модель в пакете GPSS World, результаты экспериментов с которой показали, что оптимальное значение числа перерывов является функцией от значений начального уровня работоспособности, интенсивностей утомления и восстановления. Сформулирован критерий максимального здоровьесбережения: для каждого водителя в зависимости от его биологических свойств и текущего функционального состояния на момент начала работы может быть выбрано определенное число перерывов, при котором будет достигнута максимальная производительность и минимальное ухудшение состояния. Разработана автоматизированная система для съема и анализа кожно-гальванической реакции, которая определяет уровень активности и работоспособности водителя.

Использование результатов моделирования и автоматизированной системы позволит оптимально организовать деятельность водителя по критерию максимального здоровьесбережения, т.е. будет способствовать сохранению физического здоровья и поддержанию оптимального психофизиологического состояния.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дружинин Г.В. Учет свойств человека в модулях технологий. М.: МАИК «Наука/Интерпериодика». 2000. 146 с.

2. Рыбников О.Н. Психофизиология профессиональной деятельности. М.: Изд. центр «Академия». 2010. 208 с.

3. Томашевский В., Жданова Е. Имитационное моделирование в среде GPSS. М.: Бестселлер. 2003. 244 с.

4. Основы профессионального психофизиологического отбора /Н.В. Макаренко, Б.А. Пухов, Н.В. Кольченко и др. Киев: Наук. Думка. 1987. 134 с.

5. Варнавский А.Н. Имитационное моделирование производительности труда работника при разных вариантах организации производственных работ //Автоматизация в промышленности. 2013. №6. С. 55-59.

ОЦЕНКА ПРЕДЕЛЬНЫХ ПЛАСТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ДНИЩЕ СОСУДА ДАВЛЕНИЯ С ПАТРУБКОМ ПРИ КОМБИНИРОВАННОМ НАГРУЖЕНИИ

EVALUATION OF PLASTIC LIMIT LOADS IN PRESSURE VESSEL HEAD WITH NOZZLE UNDER COMBINED LOADING

Н.В. Вожова, В.Н. Скопинский, А.Б. Сметанкин

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования

Московский государственный индустриальный университет (ФГБОУ ВПО МГИУ)

Abstract. Finite element elastic-plastic analysis and results of evaluation of the plastic limit loads for pressure vessel heads with nozzle under combined internal pressure and moment loads are presented. Spherical and ellipsoidal heads with nozzle are considered as intersecting shells. New method using the maximum criterion of rate of change of relative plastic work is employed for the definition of the plastic limit loads.

Сосуды и аппараты, работающие под давлением, имеют эллиптические или полусферические днища с патрубками. Основной эксплуатационной нагрузкой является внутреннее избыточное давление, однако при проектировании сосудов обычно требуется учитывать внешние силы и моменты, передаваемые на патрубок со стороны присоединяемых трубопроводов. Как правило, эти механические нагрузки в виде сил и моментов задаются приближенно. Поэтому необходимо оценить критические случаи нагружения, чтобы предупредить возможную потерю несущей способности конструкции вследствие возникновения значительных пластических деформаций.

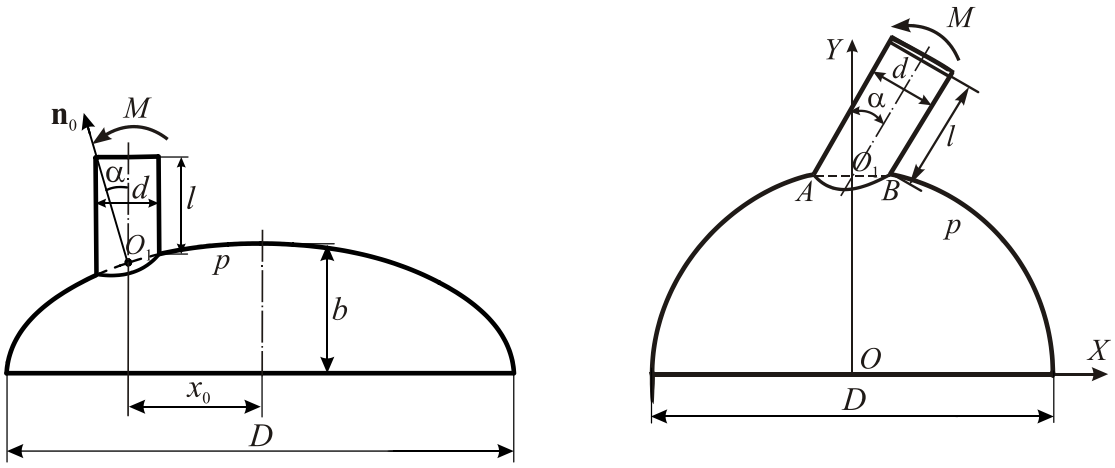
В настоящее время в различных зарубежных нормах прочности для сосудов давления и трубопроводов регламентируются три вида прочностного анализа конструкций [1–3]:

- на основе линейного анализа напряженного состояния и использования определенных категорий упругих напряжений;
- на основе классического предельного анализа;
- на основе нелинейного анализа.

В последние годы наибольшее внимание уделяется исследованиям на основе нелинейного анализа [4]. Один из подходов для оценки допускаемых нагрузок основан на определении предельных пластических нагрузок, вызывающих значительное пластическое деформирование конструкции. Однако исследований в этой области для сосудов с патрубками и соединений трубопроводов в случае совместного действия нескольких нагрузок крайне мало, в частности для эллипсоидальной или сферической оболочки с патрубком.

Определение предельных нагрузок для узлов присоединения патрубка к сосуду давления при комбинированном нагружении является актуальной задачей. Причем, особый интерес представляет использование обоснованного метода (или критерия) для определения предельной пластической нагрузки. Так, применение таких известных методов, как метод двойного упругого наклона или метод пересечения касательных [5] с использованием некоторых характеристических кривых не оправдан вследствие неоднозначности выбора параметра нагрузки и деформационного параметра. Предпочтительным является использование концепции пластической работы, которая впервые была выдвинута в работе [5] и получила развитие в настоящее время [6-8].

Наиболее общим подходом в расчетном анализе узлов присоединения патрубка к днищу или корпусу сосуда давления является моделирование такого узла в виде пересекающихся оболочек [9]. На рисунке 1 представлены модели соединений пересекающихся оболочек: эллипсоидальной и сферической оболочек (днище) с цилиндрической оболочкой (патрубком).



а *б*

Рис. 1. Геометрия пересекающихся оболочек:
а – эллипсоидальной и цилиндрической; б – сферической и цилиндрической

Общий случай расположения патрубка на эллиптическом днище показан на рис. 1, *а*, представленная геометрия соответствует пересечению срединных поверхностей эллипсоидальной и цилиндрической оболочек. Через точку пересечения оси патрубка поверхности эллипсоидального днища (точку O_1 на рис. 1, *а*) проведена нормаль $\mathbf{n}_0$, которая соответствует радиальному положению оси патрубка. Угол α характеризует угловое отклонение оси патрубка от радиального положения в главной плоскости соединения (плоскости, проходящей через оси обеих оболочек), расстояние x_0 – относительное смещение оси патрубка (точки O_1) от оси вращения эллипсоида.

В зависимости от конкретных значений параметров α и x_0 для пересекающихся эллипсоидальной и цилиндрической оболочек могут быть рассмотрены следующие типовые соединения [9]: соединения с радиальным ($\alpha = 0$) или нерадиальным ($\alpha > 0$) патрубком; соединения с центральным ($x_0 = 0$) или смещенным ($x_0 \neq 0$) патрубком.

Для пересекающихся сферической и цилиндрической оболочек (рис. 1, *б*) рассматриваются радиальные ($\alpha > 0$) и нерадиальные ($\alpha > 0$) соединения.

В зоне присоединения патрубка к сферическому или эллиптическому днищу при действии различных нагрузок возникает существенно неоднородное напряженное состояние, характеризующееся относительно высоким уровнем концентрации напряжений в оболочках [9]. Причем наиболее высокая концентрация напряжений наблюдается при действии изгибающего момента на патрубок. Поэтому, помимо напряжений от внутреннего давления, заметный вклад могут давать напряжения от изгибающего момента, приложенного к патрубку, что следует учитывать при прочностном анализе.

При совместном действии нескольких нагрузок (комбинированном нагружении) их можно представить в виде множества $\mathbf{Q}=\{q_1, q_2, q_3, ..., q_n\}$, где n – число отдельных нагрузок q_i ($i=\overline{1,n}$). В процессе нагружения конструкции отдельные нагрузки изменяются от нуля до некоторых максимальных значений, определяющих множество $\mathbf{Q}_m$. В данном расчетном исследовании предполагается пропорциональное (простое) нагружение сферической оболочки с патрубком, при котором каждая нагрузка возрастает пропорционально некоторому параметру (множителю) λ: $\mathbf{Q} = \lambda\mathbf{Q}_m$, где $0 \le \lambda \le 1$.

Расчетный анализ соединений проводится с использованием метода конечных элементов (МКЭ) в двухмерной постановке с использованием четырехугольных оболочечных элементов двойной кривизны. В данной работе для упругопластического анализа соединений пересекающихся оболочек применяется теория пластического течения с изотропным упрочнением и использованием критерия Хубера–Мизеса. Основными положениями прикладной методики упругопластического конечно-элементного анализа пересекающихся оболочек являются: 1) использование систем

криволинейных координат для каждой оболочки; 2) применение модифицированной смешанной вариационной формулировки; 3) применение теории пластичности с изотропным деформационным упрочнением; 4) рациональный вычислительный алгоритм; 5) применение метода начальных напряжений для нелинейного решения.

Конечно-элементный анализ пересекающихся оболочек выполняется с применением модифицированной смешанной вариационной формулировки [9], которая использует независимые поля аппроксимации перемещений и деформаций в элементе. Разработанные смешанные модели оболочечных элементов позволяют в наиболее полной степени представлять перемещения элемента как жесткого целого, что особенно важно при расчете соединений пересекающихся оболочек, нагруженных изгибающим моментом.

В данном исследовании предельные пластические нагрузки, которые характеризуют значительный рост пластических деформаций и формирование механизма пластического разрушения конструкции при комбинированном нагружении, определяются на основе разработанного критерия максимума скорости возрастания относительной пластической работы [10, 11]. Согласно этому критерию используются такие параметры:

$$C_p = W_p / W, \quad 0 \le C_p < 1; \quad C'_p = dC_p / d\lambda, \tag{1}$$

где W_p, W – полная работа пластической деформации (пластическая работа) и полная работа деформации.

Предельная пластическая нагрузка $q_{\text{пр}}$ (или параметр нагрузки λ^*) определяется из условия $C'_p(\lambda)=\max$. Достоинством этого критерия является обоснованность процедуры определения предельной пластической нагрузки (или параметра пропорциональности) и применимость к любому виду статического нагружения – действию отдельной нагрузки или совместному действию нескольких нагрузок.

Реализация прикладной методики, включающей в себя упругопластический расчет пересекающихся оболочек и определение предельного параметра пропорциональности λ^* на основе разработанного критерия, осуществляется с использованием специализированной вычислительной программы SAIS [9], которая постоянно развивается применительно к комплексу линейных и нелинейных задач по проблеме пересекающихся оболочек. Программа имеет интерфейс для ввода исходных данных, автоматизированный генератор конечно-элементной модели расчетного соединения пересекающихся оболочек, постпроцессор для визуализации расчетных результатов.

Ниже представлены результаты определения предельных пластических нагрузок для эллиптического и сферического днищ с нерадиальными патрубками при совместном действии внутреннего давления (p) и изгибающего момента (M) в главной плоскости соединения (см. рис. 1). Для рассматриваемого комбинированного нагружения (p–M) расчетной задачей является определение наборов параметров нагрузок, вызывающих недопустимое пластическое деформирование конструкции, на основе выбранного критерия. Предполагая пропорциональное изменение нагрузок, в данном случае множество представляется в виде:

$$\mathbf{Q}_m = \lambda\{p_m, M_m\}, \tag{2}$$

где p_m, M_m – расчетные значения максимальных величин внутреннего давления и изгибающих моментов.

Задаваясь различными комбинациями максимальных значений внутреннего давления (p_m) и изгибающего момента (M_m), определялись значения предельного параметра пропорциональности λ^* согласно критерию. Каждому значению предельного параметра λ^* соответствует пара значений предельных пластических нагрузок (p^*, M^*), используя которые можно построить обобщенные кривые предельных пластических нагрузок для конкретного соединения пересекающихся оболочек.

Применение разработанной прикладной расчетной методики к построению обобщенных кривых иллюстрируется на примерах днищ с патрубками, выполненных из

малоуглеродистой стали 20пс, для которой механические свойства и диаграмма условных напряжений, имеющая площадку текучести, получены при испытании стандартных образцов в лаборатории сопротивления материалов ФГБОУ ВПО МГИУ: модуль Юнга E = 210 ГПа, предел текучести $\sigma_т$ = 309 МПа, предел прочности $\sigma_в$ = 465 МПа [10]. Расчетный упругопластический анализ и определение предельных пластических параметров нагрузки проводили для нерадиальных соединений как при отдельном действии внутреннего давления (p) и изгибающего момента (M), так и при их совместном действии (p–M).

Для параметрического анализа предельные пластические нагрузки удобнее представить в относительном виде:

$$\overline{p}^* = \frac{p^*}{p_т}, \quad p_{тс} = \frac{4\sigma_т}{D/H}; \quad p_{тэ} = \frac{2\sigma_т H}{D} \tag{3}$$

$$\overline{M}^* = \frac{M^*}{M_т}, \quad M_т = \sigma_т W, \quad W = \frac{\pi d_н^3}{32}\left(1 - c^4\right), \quad c = (d-h)/(d+h), \tag{4}$$

где $p_т$ – давление, при котором интенсивность напряжений в основной оболочке без отверстия равна пределу текучести ($\sigma_i = \sigma_т$), индекс «с» относится к сферическому днищу, индекс «э» - к эллиптическому днищу;

$M_т$ – величина изгибающего момента в консольной трубе при $\sigma_{i,\max} = \sigma_т$.

Для рассматриваемых соединений при действии только внутреннего давления кривые $C'_p(p)$ имеют четко выраженный один максимум. В то же время при действии изгибающего момента, приложенного к патрубку, кривые $C'_p(M)$ имели два локальных максимума – при $C_p < 0$ и при $C_p > 0$, что связано с особенностями напряженного состояния в оболочках и развития пластического деформирования при такой нагрузке. Поскольку предельные пластические нагрузки характеризуют значительный рост пластических деформаций, то искомая нагрузка соответствует второму максимуму, при $C_p > 0$. Такая же ситуация имеет место и при комбинированном нагружении, если доминирующее значение имеет действие момента.

В первом примере рассматривается модель полусферического днища с нерадиальным патрубком, имеющих следующие геометрические размеры (см. рис. 1, б):

D = 400 мм, d = 80 мм, H = 4 мм, h = 3 мм, l = 100 мм, α =30°,

где D, H – диаметр срединной поверхности и толщина стенки сферического днища;

d, h – диаметр срединной поверхности и толщина стенки патрубка;

l – длина патрубка.

Для рассматриваемой модели сферического днища с нерадиальным патрубком обобщенная кривая приведена на рис. 2, *а*. Обобщенная кривая построена по 8 расчетным точкам, параметры крайних точек кривых – точек на осях ординат и абсцисс – определяются значениями относительных предельных пластических нагрузок при каждом раздельном нагружении конструкции. По сравнению с радиальным соединением с увеличение угла α возрастают максимальные напряжения от давления (в зоне острого угла сопряжения поверхностей) и уменьшаются напряжения от момента (за счет увеличения длины области пересечения). Поэтому уменьшается предельное пластическое давление $p_{пр}$ и увеличивается предельный пластический момент $M_{пр}$.

Во втором примере рассматривается модель эллиптического днища со смещенным вертикальным патрубком с такими геометрическими размерами (см. рис. 1, а):

D = = 400 мм, b = 100 мм, d = 40 мм, $H = h$ = 4 мм, x_0 = 120 мм, α=20,56 °, l = 320 мм,

где b – высота днища;

x_0 – смещение оси патрубка от центрального положения.

Для эллипсоидального днища с патрубком при комбинированном нагружении наблюдается эффект поддерживающего влияния внутреннего давления на действие изгибающего момента. В то же время, при значениях давления, вызывающих

пластические деформации в оболочках соединения ($\bar{p}>0{,}5$), совместное действие нагрузок приводит к заметному развитию пластического деформирования оболочек.

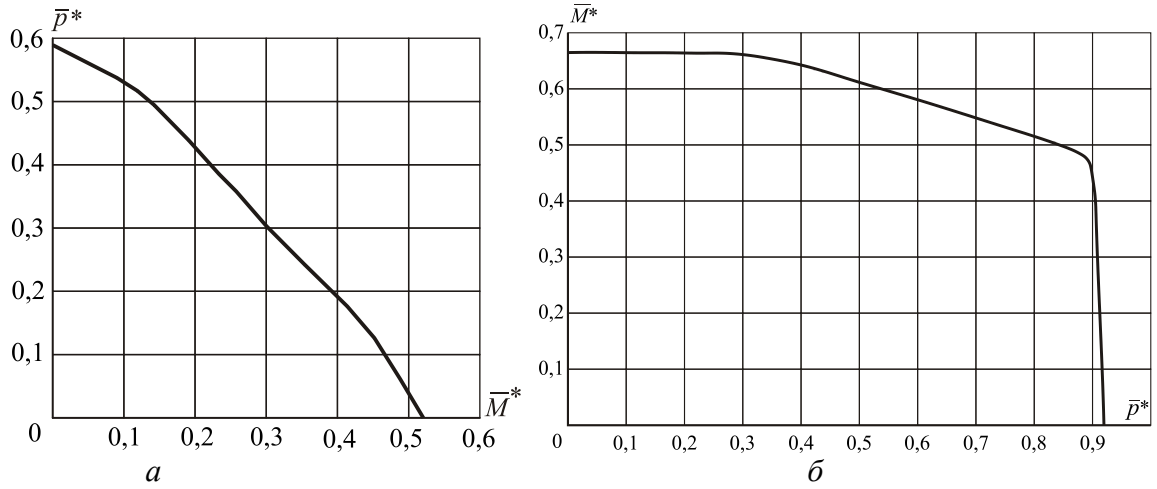


Рис. 2. Обобщенные кривые предельных пластических нагрузок: а – сферическое днище с нерадиальным патрубком; б – эллиптическое днище со смещенным вертикальным патрубком

Таким образом, разработанная методика на основе нелинейного анализа может быть использована для оценки предельных и допускаемых нагрузок при различных вариантах комбинированного нагружения, для ответственных узлов присоединения патрубков и штуцеров к сосудам и аппаратам давления различного назначения.

ЛИТЕРАТУРА

1. ASME. Boiler and Pressure Vessel Code. Sections II and VIII. New York, 2004.
2. BSI. PD 5500:2006 Specification for Unfired Fusion Welded Pressure Vessels. London: British standards Institution, 2006.
3. EN 13445. Unfired Pressure Vessels. Part 3: Design. European Committee for Standardisation (CEN), 2002.
4. Скопинский В. Н. К проблеме определения предельной пластической нагрузки для пересекающихся оболочек // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2010. № 6. С. 18–21.
5. Gerdeen J.C. A critical evaluation of plastic behavior data and a unified definition of plastic loads for pressure components // WRC Bulletin. 1979. No. 254. P. 1–64.
6. Muscat M., Mackenzie D., Hamilton R. A work criterion for plastic collapse // International Journal of Pressure Vessels and Piping. 2003. Vol. 80. No. 1. P. 49–58.
7. Mackenzie D., Li H. A plastic load criterion for inelastic design by analysis // Journal of Pressure Vessel Technology. 2006. Vol. 128. No 1. P. 39–45.
8. Camilleri D., Mackenzie D., Hamilton R. Evaluating plastic loads in torispherical heads using a new criterion of collapse // ASME PVP Conference, Vancouver, Canada. 2006. Vol. 3. P. 701-708.
9. Скопинский В. Н. Напряжения в пересекающихся оболочках. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2008. – 400 с.
10. Скопинский В.Н., Берков Н.А., Вожова Н.В. Новый критерий определения предельной нагрузки в сосудах давления с патрубками // Машиностроение и инженерное образование. 2011. № 3. С. 50–57.
11. Skopinsky V.N. and Berkov N.A. New Criterion for the Definition of Plastic Limit Load in Nozzle Connections of Pressure Vessels // Journal of Pressure Vessel Technology. 2013. Vol. 135. No. 2, 021206 (Mar 18, 2013) (6 pages) doi:10.1115/1.4007188.

ДИНАМИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ РАЗГОНА ПРЫГАЮЩЕГО АППАРАТА

DINAMICS MODES OF SPEEDUP OF THE JUMPING DEVICE

Л.Ю. Волкова - асп., **С.Ф. Яцун** - д.т.н., проф.,
О.Г. Локтионова - д.т.н., проф., **А.В. Ворочаев** – студ.
Юго-Западный государственный университет

Abstract. In the paper the principle of realization of a jump by the mobile four-link device is offered. Stages of a jump and a transition condition from one stage to another are allocated. The mathematical model of the device taking into account stages of a jump and dynamic modes of movement of the device on each of stages are developed. The modes of device acceleration are investigated.

Прыгающие аппараты по сравнению с другими видами роботов обладают широкими функциональными возможностями при перемещении по неровной и пересеченной местности, способны преодолевать различные по форме и размерам препятствия, а также имеют достаточно низкое энергопотребление, что обусловливает интерес исследователей к такого вида системам. Устройства, движущиеся с отрывом от поверхности, рассмотрены в работах многих ученых, таких как G. Zeglin, S. Dubowsky (Massachusetts Institute of Technology, США), P. Fiorini (California Institute of Technology), M. Kovac, D. Floreano (Ecole Polytechnique F´ed´erale de Lausanne, Швеция), В.В. Лапшин (ИПМ им. М.В.Келдыша РАН), и многих других [1-5]. Крупные инженерные компании, включая DARPA (Defense Advanced Research Projects Agency), США, Boston Dynamics (Massachusetts Institute of Technology), США также создают прыгающих роботов [6]. В то же время динамика прыгающих аппаратов, режимы их движения, этапы прыжка изучены недостаточно, что значительно ограничивает область применения таких устройств. Актуальность темы исследования определяется необходимостью изучения динамических режимов движения устройства во время разгона перед отрывом от поверхности и обусловленных ими динамических эффектов, возникающих при реализации прыжка.

В работе рассматривается аппарат, состоящий из прыжкового и колесных модулей, трехмерная модель которого приведена на рис. 1. Прыжковый модуль состоит из звеньев 1 – 4, причем звено 1 является стопой, звенья 2 и 3 образуют телескопическую ногу, а звено 4 является корпусом. На звеньях 4 и 2 закреплены приводы вращательного движения 5 и 6 соответственно, обеспечивающие поворот звеньев 3 и 1 относительно звеньев 4 и 2. На звене 2 также установлен привод поступательного движения 7, позволяющий звеньям 2 и 3 перемещаться друг относительно друга. Корпус представляет собой каркас в форме параллелепипеда, в вершинах которого установлены колесные модули 8, каждый из которых состоит из колеса и привода, обеспечивающего вращение колеса или его стопорение. Движение объекта по поверхности происходит за счет колес, для преодоления препятствий используется прыжковый модуль.

Такой аппарат может применяться в МЧС при обследовании многоэтажных зданий на наличие в них повышенного радиационного фона, активных химических и биологических веществ, представляющих угрозу здоровью и безопасности человека. Причем, для движения по этажам робот будет оснащен колесной платформой, а для преодоления лестничных пролетов (за несколько прыжков) будет использоваться прыжковый модуль. Еще одной областью применения является военная, где аппарат может использоваться в разведывательных целях на закрытых, огороженных, охраняемых территориях.

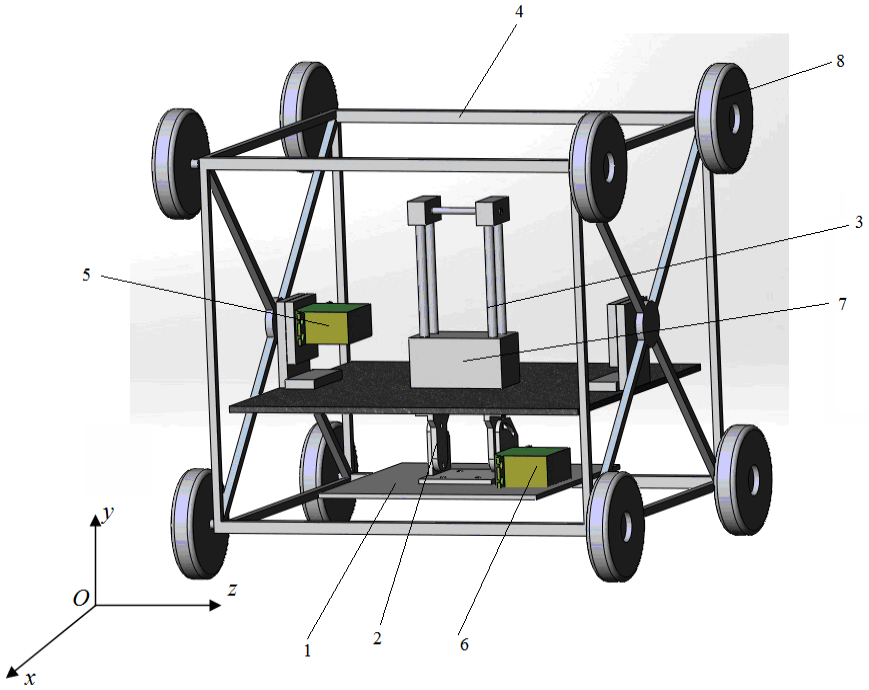


Рис. 1 Общий вид прыгающего аппарата

Движение аппарата во время одного прыжка происходит в соответствии с показанной на рис. 2 последовательностью этапов.

Рис. 2 Этапы прыжка

Для разработки математической модели прыгающего аппарата введем абсолютную неподвижную систему координат *Oxyz*. Положим, что прыжок устройства осуществляется в вертикальной плоскости *Oxy* с горизонтальной шероховатой абсолютно твердой поверхности, совпадающей с осью *Ox* (рис. 3) [7, 8]. Введем ряд допущений, которые будут использоваться при разработке математической модели прыгающего аппарата. Будем считать, что все звенья устройства являются абсолютно твердыми телами, причем звенья 1 – 3 представляют собой стержни длинами l_i, i=1 – 3, а звено 4 – прямоугольник

$A_1A_2A_3A_4$ размерами 2*a*x2*b*, причем $b = atg\alpha$. Массы m_i, i=1-3, звеньев сосредоточены в центрах их симметрии – точках C_i. Центр масс корпуса (звено 4) находится в точке C_4, смещенной относительно центра симметрии прямоугольника (точки M) на расстояние l_5 под углом γ, определяемым как угол между прямой MC_4 и стороной корпуса A_1A_4. Длина ноги определяется расстоянием l_{23} между точками O_2 и O_4, положение последней в корпусе задается расстоянием l_4 и углом β между прямой, соединяющей точки M и O_4, и стороной корпуса A_1A_4.

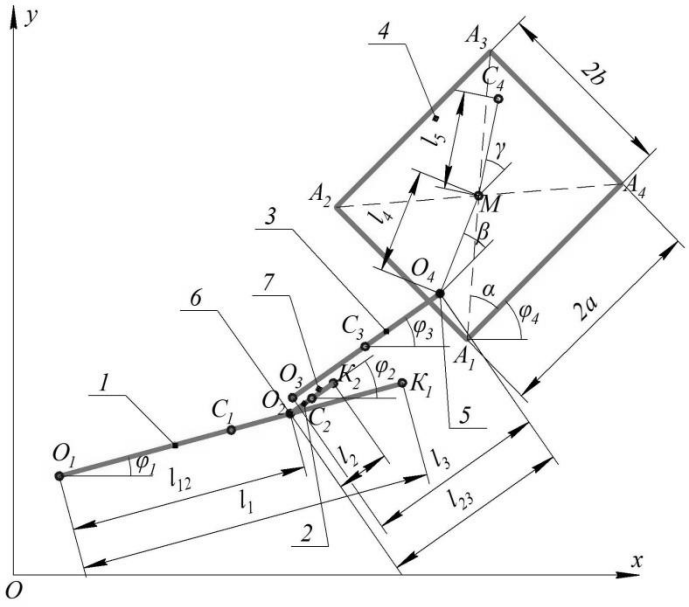


Рис. 3 Схема четырехзвенного прыгающего аппарата

При взаимодействии звеньев 1 и 4 с поверхностью возникают силы нормальной реакции, в качестве центров приведения которых будем рассматривать крайние точки звеньев, сила трения при этом возникает только в одной контактной точке, условно названной *K*. Если взаимодействие звеньев с поверхностью является точечным, то эта точка является точкой приложения сил трения и нормальной реакции. Положим, что возникающая сила трения описывается следующей моделью:

$$F_{frK} = \begin{cases} -fN_K \operatorname{sgn}(\dot{x}_K), & \text{если} \quad \dot{x}_K \neq 0; \\ -F_0, & \text{если} \quad \dot{x}_K = 0, |F_0| \leq fN_K; \\ -fN_K \operatorname{sgn}(F_0), & \text{если} \quad \dot{x}_K = 0, |F_0| > fN_K. \end{cases} \qquad (1)$$

где F_0 – горизонтальная проекция равнодействующей всех сил, кроме силы сухого трения, приложенных к звену, взаимодействующему с поверхностью; f – коэффициент трения скольжения; N_K – нормальная реакция в точке K; $\dot{x}_K$ – скорость точки K вдоль оси Ox.

При нахождении одного из звеньев 1 или 4 на поверхности возможны четыре варианта движения объекта (подэтапа): взаимодействие осуществляется в одной или двух точках без и с проскальзыванием по поверхности.

Для удобства анализа система дифференциальных уравнений движения прыгающего аппарата представлена в матричной форме

$$A_{km}(g)\ddot{g} + B_{km}(g)\dot{g}^2 + C_{km}(g)\dot{\varphi}_2\dot{l}_{23} = Q_{km}, \qquad (2)$$

где k =1-7 – номер этапа, m=1-4 – номер подэтапа.

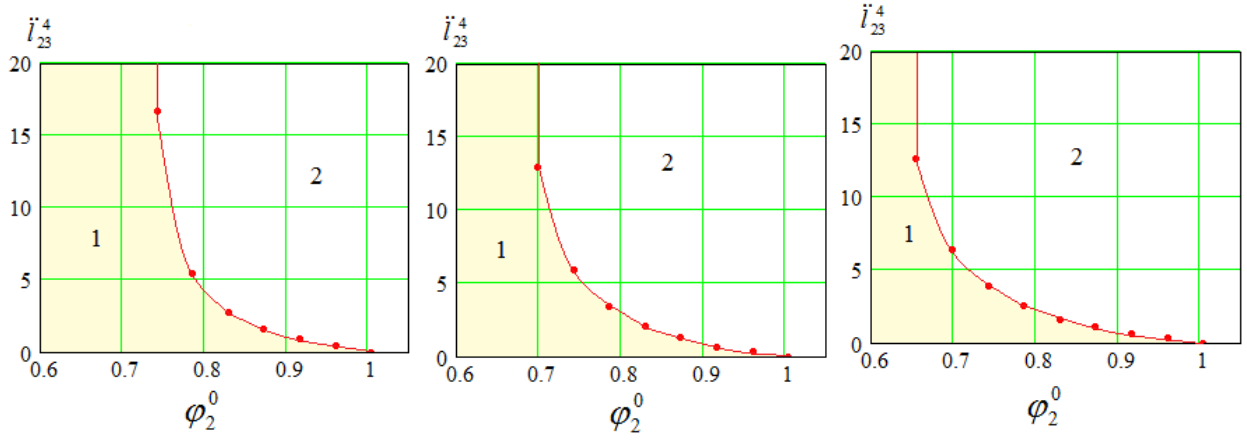
При этом обобщенный вектор g представляет собой вектор восьми координат, при помощи которых можно описать движение объекта на любом этапе прыжка: $g_1=x_{C1}$, $g_2=y_{C1}$, $g_3=x_{C4}$, $g_4=y_{C4}$ – координаты центров масс звеньев 1 и 4 в абсолютной системе, $g_5=\varphi_1$, $g_6=\varphi_2$ и $g_7=\varphi_4$ – углы поворота соответствующих звеньев, $g_8=l_{23}$ – длина ноги устройства. Вектор g может быть записан следующим образом:

$$\vec{g} = \begin{pmatrix} g_1 & g_2 & g_3 & g_4 & g_5 & g_6 & g_7 & g_8 \end{pmatrix}^T, \quad (3)$$

Матрицы $A_{km}(g)$, $B_{km}(g)$, $C_{km}(g)$, Q_{km} определяются на каждом подэтапе m всех этапов k движения робота в соответствии с разработанной технологией прыжка, причем $A_{km}(g)$ - матрица коэффициентов при ускорениях, $B_{km}(g)$ - матрица коэффициентов при центробежных силах инерции, $C_{km}(g)$- матрица коэффициентов при силах Кориолиса, Q_{km} - матрица обобщенных сил.

Прыжок исследуемого устройства является программно-управляемым, управление осуществляется на этапах 1 – 5, во время которых звенья объекта позиционируются и разгоняются для отрыва от поверхности и происходит непосредственно полет устройства, этапы 6 и 7, описывающие приземление, являются неуправляемыми. В качестве управляющих воздействий рассматриваются моменты, формируемые приводами 5 и 6, обеспечивающие повороты звеньев 3 и 4, 1 и 2 друг относительно друга, а также сила, генерируемая приводом 7, посредством которой происходит относительное перемещение звеньев 2 и 3.

Для реализации прыжка необходимо определить область параметров аппарата, при которых во время этапа разгона звено 1 устройства будет неподвижно находиться на поверхности, взаимодействуя с последней в двух точках. Для этого рассмотрим случай, когда точки O_4, C_4 и M совпадают, и построим диаграммы режимов движения аппарата на четвертом этапе в зависимости от ускорения разгона $\ddot{l}_{23}^4$ и угла φ_2^0 наклона звена 2 к поверхности, под которым осуществляется разгон (рис. 4). По приведенным графикам можно выделить две области: 1 – звено 1 скользит по поверхности, 2 – звено 1 неподвижно находится на поверхности. Причем видно, что при всех значениях коэффициента трения есть область, в которой независимо от угла φ_2^0 и ускорения $\ddot{l}_{23}^4$, с которым звенья 3 и 4 разгоняются до отрыва от поверхности, звено 1 будет перемещаться по поверхности, причем с ростом коэффициента трения эта область сужается. Затем по мере увеличения φ_2^0 уменьшается значение $\ddot{l}_{23}^4$, определяющее границу между областями 1 и 2, т.е. при меньшем ускорении во время четвертого этапа возможен прыжок без проскальзывания во время разгона.



а б в

Рис. 4 Диаграммы режимов движения аппарата при двух точках контакта с поверхностью во время четвертого этапа: 1 – с проскальзыванием, 2 – без проскальзывания при а - f=0.7, б - f=0.8, в - f=0.9

Данный вид диаграмм объясняется тем, что при малых ускорениях разгона значения силы, разгоняющей звенья 3 и 4, и суммарной силы тяжести звеньев 3 и 4 имеют одинаковый порядок, влияние силы тяжести существенно и приводит к уменьшению угла, под которым действует суммарная сила, складывающаяся из разгоняющей силы и сил

тяжести, что в свою очередь, обусловливает увеличение горизонтальной проекции общей силы, а, значит, и силы трения в точке O_2. С ростом угла φ_2^0 угол действия общей силы увеличивается, что позволяет при меньшем ускорении $\ddot{l}_{23}^4$ звену 1 оставаться неподвижным на поверхности.

Также было выявлено влияние на зоны без и с проскальзыванием расстояния l_{23}^0, на котором осуществляется разгон. Установлено, что с увеличением данного параметра область значений φ_2^0 и $\ddot{l}_{23}^4$, при которых наблюдается проскальзывание, возрастает. Это объясняется тем, что с ростом l_{23}^0 увеличивается плечо сил тяжести звеньев 3 и 4, что приводит к уменьшению нормальной реакции в точке K_1, следовательно, к уменьшению предельного значения силы трения F_0. На режимы движения робота во время этапа разгона оказывает влияние соотношение масс звеньев, определяемое как $m_4 / m_{i=1-3}$. При увеличении данного соотношения уменьшается область параметров, при которой будет наблюдаться проскальзывание. Значения угла φ_2^0, определяющие правую границу области, в которой независимо от значений $\ddot{l}_{23}^4$ происходит проскальзывание, уменьшаются, а значения $\ddot{l}_{23}^4$, при которых происходит переход из зоны с проскальзыванием в зону без проскальзывания увеличиваются.

В работе предложен принцип реализации прыжка мобильным четырехзвенным аппаратом, выделены этапы прыжка и условия перехода из одного этапа в другой. Разработана математическая модель устройства с учетом этапов прыжка и динамических режимов движения устройства на каждом из этапов. Выявлено, что при закреплении звена 3 в центре масс корпуса, совмещенном с центром симметрии последнего, отрыв прыгающего устройства от поверхности может происходить в двух режимах: без и с проскальзыванием. Причем область отрыва без проскальзывания, ограниченная углом наклона звеньев ноги к поверхности на этапе разгона и развиваемым на нем ускорением, расширяется с ростом коэффициента трения, отношения массы корпуса к массе других звеньев и уменьшением наибольшего значения длины ноги, что необходимо учитывать при проектировании прыгающих аппаратов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лапшин, В.В. Оптимальное по времени управление движением связки двух тел вокруг центра масс [Текст] / В.В. Лапшин, Г.П. Колесникова // Вестник МГТУ им.Н.Э.Баумана. Естественные науки, 2007. - № 4. – С.

2. Burdick, J. Minimalist jumping robot for celestial exploration [Text] / J. Burdick, P. Fiorini // The International Journal of Robotics Research, 2003. – Vol. 22. – No. 7. – P. 653–674.

3. Dubowsky, S. Hopping mobility concept for search and rescue robots [Text] / S. Dubowsky, S. Kesner, J. Plante, P. Boston // J. Industrial Robot, 2008. - Vol. 35. - No. 3. - P. 238-245.

4. Kovac, M. A miniature jumping robot with self-recovery capabilities [Text] / M. Kovac, M. Schlegel, J. Zufferey, D. Floreano, D // Proc. of the IEEE/RSJ, 2009. - P. 583–588.

5. Zeglin, G. Uniroo: A One-Legged Dynamic Hopping Robot [Text] / G. Zeglin, Massachusetts Institute of Technology. – USA, 1991. - 65 p.

6. http://www.bostondynamics.com.

7. Волкова, Л.Ю. Изучение влияния положения точки закрепления ноги прыгающего робота в корпусе на характер движения устройства / Л.Ю. Волкова, С.Ф. Яцун // Нелинейная динамика. 2013. Т. 9. № 2. С. 327–342.

8. Яцун, С.Ф. Моделирование движения многозвенного прыгающего робота и исследование его характеристик [Текст] / С.Ф. Яцун, Л.Ю. Волкова // Известия РАН. Теория и системы управления. - 2013. - № 4. - С. 137–149.

ТОЧНОСТЬ ПОДВИЖНЫХ СОПРЯЖЕНИЙ ИЗДЕЛИЙ ПРИ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

ACCURACY OF MOBILE INTERFACES OF WORKPIECE AT THEIR OPERATION

К.З. Габибуллаев – студ., **П.Е. Елхов** – к.т.н, проф.
Университет Машиностроения

Abstract. The studies helped to define the components of options shaft-hole pairing Influencing the magnitude of the gap in terms of production and operation interface. This dependence has shown that to improve the durability of pairing, besides improving the precision of and durability of the shaft and the hole in the design phase to choose choose the direction of current strength and thermal expansion in conjunction so to the value of the gap caused by them.

Высокое качество продукции машиностроения может быть обеспечено лишь в случае, когда учитываются особенности и условия не только производства изделия, но и его эксплуатации, то есть в течение всего его жизненного цикла - от разработки конструкции изделия до окончания срока его эксплуатации.

Опыт, полученный на стадии изготовления и эксплуатации машины, в первую очередь должен учитываться еще на этапе конструирования узла, тем самым позволяя совершенствовать разрабатываемую конструкцию, повышать ее будущие эксплуатационные характеристики, и самое важное - повышать ее надежность, долговечность, снижать металлоемкость и себестоимость изделия.

Одним из важнейших показателей качества изделия является точность всех составных частей и изделия в целом. Наиболее эффективным направлением в обеспечении точности изделия является использование в процессе конструирования и производства расчетных принципов обоснования качественных показателей изделия.

Так как любое изделие машиностроительного производства предназначено для выполнения предназначенной ему работы, то определенное число деталей в процессе эксплуатации подвергается силовым и температурным воздействиям. Эти воздействия оказывают влияние на величину действительных натягов или зазоров в сопряжениях работающего механизма, иногда вызывая существенные изменения этих величин по сравнению с полученными в ходе сборки.

Подвижное сопряжение изделия при работе в определенных условиях будет выполнять свои функции с высокой надежностью лишь в том случае, когда величина замыкающего звена размерной цепи (зазора), определяющая точность сборки, находится в пределах заданного допуска:

$$S_Э = S_{\max} - S_{\min},$$

где $S_{\max}; S_{\min}$ - предельно допустимые значения зазоров в сопряжении, обеспечивающие и вала; его надежную (нормальную) работоспособность во времени; $S_Э$ - величина эксплуатационного зазора в сопряжении.

В ходе изготовления и эксплуатации величина зазора в сопряжении, естественно, должна находиться в пределах $S_Э$. Эта величина в свою очередь предопределяет предельные значения размеров вала и отверстия сопряжения в ходе их изготовления и эксплуатации.

При изготовлении вала и отверстия отклонения их размеров от номинального вызываются производственными причинами, но обязательно выполняется условие выполнения получаемых размеров вала и отверстия в пределах установленных допусков T_B и T_O.

В процессе эксплуатации это сопряжение будет изменять величину зазора о первого до последнего момента его работы (до $S_{\max}$). Это связано не только с

первоначально установившимися силовыми и температурными воздействиями, но и с износом контактирующих трущихся поверхностей деталей – вала и отверстия за счет износа пары. Причем величины силового и температурного воздействия будут изменяться в соответствии с увеличением зазора из-за износа сопрягаемых деталей.

В свою очередь будет изменяться как положение производственных допусков T_B и T_O и поле зазора $(S_{\max} - S_{\min})$, так и величину и плотность распределения размеров для партии эксплуатируемых изделий (рисунок 1).

Под действием усилия P и температуры происходит изменение положения поля допусков T_O и T_B на величины соответственно y_{P_O} и y_{P_B} и y_{T_O} и y_{T_B}. При этом в ходе эксплуатации происходит смещение полей под действием износа за время τ по закону:

$$y_{ut} = f(\Delta u_o; \Delta u_в),$$

где $\Delta u_o; \Delta u_в$ - удельный износ соответственно отверстия и вала в единицу времени работы сопряжения.

Вместе с этим под действием силы P, температуры и времени работы сопряжения τ поле допусков T_O и T_B изменит свою первоначальную величину для вала соответственно на $\Delta T_{B_P}; \Delta T_{B_t}; \Delta T_{B_u}$ и отверстие на $\Delta T_{O_P}; \Delta T_{O_t}; \Delta T_{O_u}$.

Тогда при достижении предельных границ допустимого износа трущейся пары ($S_{\max}$), величина зазора будет соответственно:

$$\begin{aligned}(S_{\max} - S_{\min}) = (T_O + T_B) \pm (y_O \pm y_B)_P \pm (y_O \pm y_B)_t + (y_O + y_B)_{u\tau} + \\ (\Delta T_O + \Delta T_B)_P + (\Delta T_O + \Delta T_B)_t + +(\Delta T_O + \Delta T_B)_{Pt\tau},\end{aligned} \quad (1)$$

где T_O и T_B - допуски на изготовление отверстия.

$(y_O \pm y_B)_P; (y_O \pm y_B)_t; (y_O + y_B)_{u\tau}$ - смещение полей допусков отверстия и вала под действием силы P, температуры t и износа u за время τ;

$(\Delta T_O + \Delta T_B)_P; (\Delta T_O + \Delta T_B)_t; +(\Delta T_O + \Delta T_B)_{Pt\tau}$ - смещение величин полей допусков под действием силы P, температуры t и изменения P и t во времени τ из-за увеличения зазора в сопряжении.

Действие силы и температуры может по- разному повлиять на величину зазора: в зависимости от направления действия силы и температурного расширения вала и отверстия зазор может увеличиваться или уменьшаться. Поэтому в формуле (1) перед величинами, меняющимися под действием силы P и температуры t необходимо выбирать знак + или - , который определяется из анализа конструкции сопряжения и его взаимосвязи с другими деталями в изделии.

Анализ формулы (1) показывает: для того, чтобы расширить поля допусков T_O и T_B, параметры, которые изменяются под действием силы P, температуры t и износа, должны быть уменьшены для периода эксплуатации изделия. Вместе с этим срок сохранения эксплуатационного зазора можно увеличить путем подбора направления действия силы и температурного расширения вала и отверстия так, чтобы $(y_O \pm y_B)_P$ <0; $(y_O \pm y_B)_t$<0 и $(y_O + y_B)_{u\tau} \to 0$.

Из формулы (1) видно, что допуски T, смещение полей допусков y и изменения величины полей допусков ΔT будут зависеть от следующих параметров:

$T = f(\sum \Delta_u)$ - от погрешностей, вызванных производственными факторами;

$Y_p = f(P; l; E; I; \tau; y_K)$ - смещение полей допусков определяется действующими усилиями P в узле; длиной плеча – l; модулем упругости – E; моментами инерции – I; y_K – контактными перемещениями сопрягаемых деталей и временем.

$Y_t = f(t_{сб}; t_э; \alpha; l; \tau)$ - определяется температурами сборки $t_{сб}$ и эксплуатации узла $t_э$,

коэффициентами линейного расширения α, длинами плеч – l и временем τ. Причем $t_э$ в свою очередь зависит от усилий P в узле, скоростей скольжения и коэффициента трения : $t_э = f(P;V;f_{тр}...)$ -

$\Delta T_P = f(T;K\sigma;\frac{\alpha T}{2};\mathrm{P};\tau;\omega_P)$ - зависит от допуска T, поля рассеяния размеров $K\sigma$, плотности рассеяния $\frac{\alpha T}{2}$, усилия P, времени τ, интенсивности ω_P влияния силы на поле допуска T_P.

$\Delta T_t = f(T;K\sigma;\frac{\alpha T}{2};\mathrm{t_{сб}};\mathrm{t_э}\tau;;\omega_P)$ - зависит от аналогичных факторов, что и ΔT_P, а также от интенсивности влияния температуры на поле допуска T.

Проведенные исследования помогли определить составляющие параметры сопряжения вал-отверстие, влияющие на величину зазора в условиях производства и эксплуатации сопряжения. Полученная зависимость показала, что для повышения долговечности работы сопряжения необходимо помимо повышения точности изготовления и износостойкости вала и отверстия на этапе конструирования выбирать направления действующих сил и температурных расширений в сопряжении так, чтобы вызванные ими величину зазора.

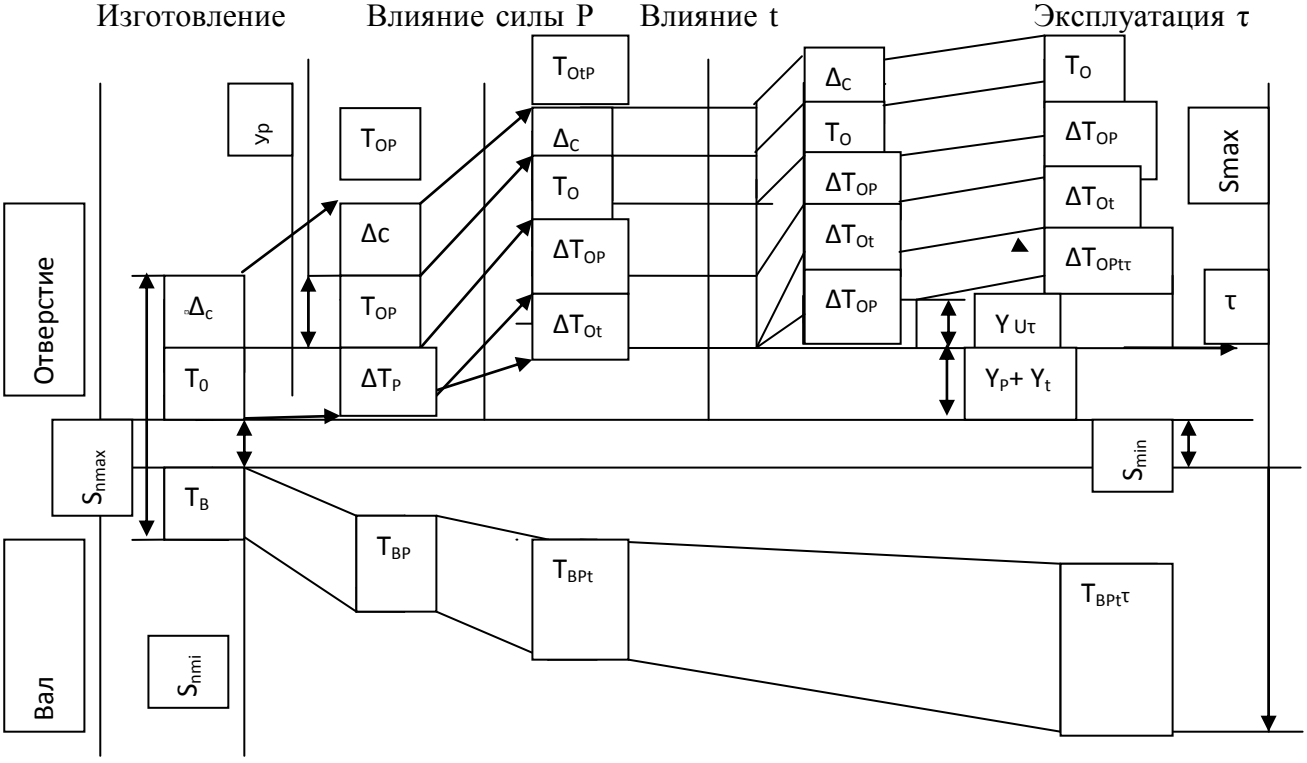


Рис. 1. Изменение величины зазора в сопряжении в процессе производства и эксплуатации изделия

ЛИТЕРАТУРА

1. Технологическая наследственность в машиностроительном производстве / А.М. Дальский, Б.М. Базров, А.С. Васильев и др. / Под ред. А.М. Дальского. М.: МАИ, 2000. с., ил.

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ОПОРНО-ПОВОРОТНОГО МЕХАНИЗМА ШАХТНОГО РОБОТА-МАНИПУЛЯТОРА

PARAMETERS SELECTION FOR THE BEARING-ROTARY MECHANISM OF THE MINE MANIPULATOR

К.В.Гальченко – асп., **Л.В.Лукиенко** – д.т.н., проф., зав. каф.
Новомосковский институт ФГБОУ ВПО РХТУ им. Д.И. Менделеева

Abstract. In the work the design concept selection of the bearing-rotary manipulator that used for supporting mining productivities at penetration were carried out. The parameters of manipulator's rotary mechanism were calculated. The expediency for development lever type manipulator with expanded area of operation is shown.

Проведение горных выработок является одной из наиболее трудоёмких операций, которые до настоящего времени недостаточно механизированы. Для выполнения одной из наиболее трудоёмких операций – крепления выработок не разработано единого конструктивного решения, позволяющего механизировать эту операцию и снизить трудозатраты обслуживающего персонала. Этот недостаток может быть устранён применением манипуляторов, работающих с проходческими комбайнами, либо в составе щитовых проходческих комплексов, для крепления выработок. Поэтому проведение научно-исследовательских работ в этом направлении является актуальным.

Для выбора наиболее перспективной схемы манипулятора для крепления горных выработок проведём анализ применяемых в настоящее время в составе щитовых комплексов крепеукладчиков. Распространение получили следующие конструктивные схемы [1]: рычажный (с подъёмной опорой вала, а также с опорой вала на подвижной тележке); кольцевой (на наружных опорах; на внутренних опорах); канатный; дуговой; кондукторный.

Основным недостатком используемых схем рычажных крепеукладчиков (рис. 1) является ограничение зоны обслуживания плоскостью, в которой установлен манипулятор.

Применение кольцевых крепеукладчиков сопряжено с возможностью возникновения значительных погрешностей позиционирования из-за значительной сложности конструкции крепеукладчика.

В качестве одного из основных недостатков канатного, дугового и кондукторного крепеукладчиков можно назвать сложность их конструкции, возможность возникновения погрешностей позиционирования, а также ограниченность зоны обслуживания.

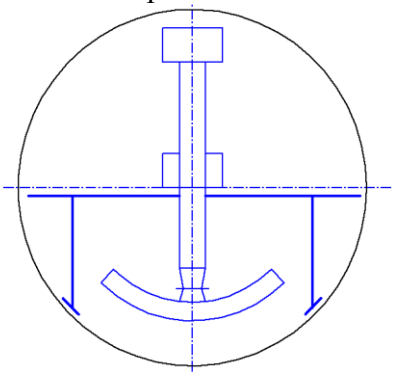


Рис. 1. Конструктивная схема рычажного крепеукладчика

От этих недостатков свободна конструкция манипулятора, представленная на рис. 2. Её практическое применение позволит значительно расширить зону обслуживания при простоте конструкции манипулятора.

В качестве привода, определяющего поворот манипулятора, может быть использован гидропривод, реализованный, например, в виде высокомоментного гидромотора, либо нескольких аксиально поршневых гидромоторов, на выходных звеньях

которых смонтированы зубчатые колёса, взаимодействующие с цевками закреплёнными на опоре базового звена манипулятора.

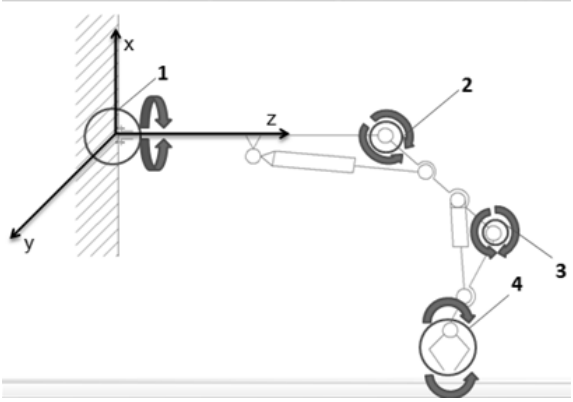


Рис. 2. Принципиальная схема манипулятора
(1, 2, 3, 4 - шарниры, соединяющие звенья манипулятора)

Для определения факторов действующих на манипулятор во время его работы целесообразно выделить два различных этапа:

- период доставки объекта манипулирования (элементов обделки выработки) до заданной точки по сложной пространственной траектории. Этот период может быть охарактеризован участком возрастания ускорения, движением с постоянной скоростью и участком с замедлением скорости.

- период непосредственного закрепления объекта манипулирования (элементов обделки). Основной характеристикой работы манипулятора в этот период является усилия, затрачиваемые на удержание объекта манипулирования в заданной точке. При этом необходимо обеспечить точность позиционирования закрепляемого объекта манипулирования.

Ввиду того, что в процессе работы манипулятора при закреплении горной выработки при ее проходке, осуществляется как прямолинейное, так и вращательное движение, суммарная погрешность имеет вид [5]:

$$\Delta_{\Sigma}=\sum_{i=1}^{n}\Delta S+\sum_{i=1}^{n}\Delta\varphi\leq[\Delta],$$

где ΔS - составляющая погрешности от степени подвижности, осуществляющих прямолинейное движение; Δφ - составляющая погрешности от степени подвижности, осуществляющих вращательное движение; [Δ]=ΔΣ/KΔ, (KΔ- коэффициент запаса; ΔΣ- величина определяемая требованиями точности установки объекта манипулирования).

К основным динамическим погрешностям можно отнести следующие: вибрации, вызванные силами инерции при перемещении манипулятора; вибрации, вызванные силой взаимодействия манипулятора с внешней средой при захвате и отпускании объекта манипулирования; вибрации, вызванные переменными составляющими усилия привода, неустойчивостью работы привода.

Анализ проведённых исследований [1, 2, 3, 4, 5] позволил установить, что в работах [2, 3, 4, 5] представлены математические модели для определения геометрических, кинематических и позиционных параметров роботов – манипуляторов. Инерционные параметры рассматриваются как сосредоточенные в точках или сечениях звена, а податливость звена представляется как упругая связь между этими массами или моментами инерции. Кроме того, разработанные модели не учитывают полностью параметров сжимаемости жидкости, податливости звеньев манипулятора и рассеяния энергии.

В работе [2] справедливо отмечено, что одной из основных задач, которые приходится решать при проектировании роботов – повышение их динамической точности.

В работе [2] предпринята попытка разработать модель для исследования динамических характеристик проектируемого робота-манипулятора. Однако, двухмассовая динамическая модель, описанная в работе не отражает в полной мере распределение сил и масс в пространственных механизмах робота.

В статье [3] представлена разработанная математическая модель для описания работы манипулятора с гидроприводом, эксплуатируемого в лесной промышленности. В работе исследованы вопросы совмещения движения трёх звеньев манипулятора. Необходимо отметить, что данная модель не обладает универсальностью, так как составлена под конкретную кинематическую схему. Для учёта особенностей работы гидропривода использованы уравнения расхода рабочей жидкости, учитывающие утечки в гидросистеме. Проведённый в работе [4] анализ исследования динамики гидропривода лесных манипуляторов позволил установить, что рабочие процессы механизмов подъёма стрелы сопровождаются большими нагрузками, вызывающими значительные динамические изменения давления рабочей жидкости в переходных режимах. Захват переносимых материалов не всегда осуществляется по центру их тяжести, поэтому при остановках манипулятора в промежуточных положениях происходит раскачивание груза, которое вызывает колебательные процессы и знакопеременные напряжения в металлоконструкции, что снижает их надежность и производительность. Отказы в работе гидропривода составляют 30 % от общего количества отказов по машинам манипуляторного типа.

Проведённый анализ конструктивных схем манипуляторов и проведённых в этом направлении исследований позволяет сформулировать ряд допущений, которые целесообразно принять при разработке математической модели манипулятора, предназначенного для крепления горных выработок: утечка из полостей силового цилиндра, перетечками между полостями силового цилиндра пренебрегаем; подводимое давление постоянное; тепловой режим работы - установившийся; волновыми процессами в трубопроводах и полостях силового цилиндра пренебрегаем; движение жидкости в соединительных трубопроводах турбулентное; нагрузка на поршень такова, что не вызывает разрыва столба рабочей жидкости в полостях силового цилиндра; силой сухого трения на поршне пренебрегаем; коэффициент упругости столба рабочей жидкости постоянный.

Представленные результаты будут использованы при проведении дальнейших исследований разработанной конструкции манипулятора для крепления горных выработок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бреннер, В.А. Щитовые проходческие комплексы [Текст]/ В.А. Бреннер, А.Б. Жабин, М.М. Щеголевский, Ал.В. Поляков, Ан.В. Поляков// М.: Изд-во «Горная книга», 2009. - 447 с.

2.Червяков, Г.Г. Основы автоматизации технологических процессов [Текст]/ Г.Г. Червяков // Международный журнал фундаментальных и прикладных исследований, 2012. - №9. - 96 с.

3. Хуако, З.А. Теоретическое описание движений звеньев гидроманипулятора без учета податливости рабочей жидкости и элементов гидропривода [Текст]/ З.А. Хуако // Научный журнал КубГАУ, 2012. - №80(06). - 5 с.

4. Сидоров, А.А. Обоснование и оптимизация параметров демпфера механизма подъема стрелы лесного манипулятора сортиментовоза [Текст] / А.А. Сидоров // Автореферат дисс. К.т.н. Воронеж, 2011. - 16 с.

5. Воробьев, Е.И. Механика промышленных роботов [Текст] / Е.И. Воробьев, А.В. Бабич, К.П Жуков, С.А. Попов, Ю.И. Семин // М.: Изд-во «Высшая школа», 1989. - Том 3. - 382 с.

УПРОЧНЕНИЕ СФЕРИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ – ПУТЬ К ПОВЫШЕНИЮ ИХ ДОЛГОВЕЧНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ

HARDENING OF THE SPHERICAL SURFACES DIFFERENTIALS - A WAY TO INCREASE THEIR DURABILITY AND RELIABILITY

Г.Ю. Горбатенков – студ., **И.В. Бухтеева -** к.т.н, доц.
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования
«Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)»

Abstract. One of the most effective ways to build-up load-carrying capability and fatigue life time a machine elements is surface-plastic forming. When designing manufacture production process differential case in finish operation suggested progressive surface plastic forming method. This method makes it possible to raise the running ability element, to reduce count of the equipment and to reduce a machining allowance time. Research showed performance this method. The tool designed for hardening a differential sphere.

Одним из наиболее эффективных методов повышения несущей способности, долговечности деталей машин является поверхностно-пластическое деформирование. При проектировании технологического процесса обработки коробки дифференциала, на операциях чистовой обработки предложен прогрессивный метод поверхностного пластического деформирования, позволяющий при меньшем количестве оборудования существенно повысить эксплуатационные свойства детали, и снизить время на обработку. Проведенные теоретическое и экспериментальное исследования позволили установить эффективность этого метода для упрочнения широкой номенклатуры деталей машин и успешно применить его на заводах различных отраслях машиностроения. Созданы установки, приспособления и инструменты для осуществления упрочняющей технологии поверхностно-пластического деформирования.

Эксплуатационные свойства деталей машин существенно зависят от качества обработки их сопрягающихся поверхностей и поверхностного слоя, которые определяются их геометрическими (макроотклонение, волбнистость, шероховатость) и физико-механическими (микротвердость, остаточные напряжения, структура) характеристиками. Все эти параметры зависят от технологии обработки деталей.

Влияние технологии изготовления сказывается в первую очередь через качество поверхностного слоя по той причине, что разрушение детали начинается с поверхности которая подвергается максимальным нагрузкам. Для чашки дифференциала заднего моста такой поверхностью является сферическая поверхность.

Непрерывно повышающиеся требования к эксплуатационной надежности и долговечности деталей машин не могут быть удовлетворены с помощью обработки резанием. При обработке резанием в поверхностных слоях металла под действием пластических деформаций и высоких температур происходят существенные изменения: нарушение целостности волокон металла во времени снятия стружки, возникновение во многих случаях отрицательно влияющих на усталостную прочность растягивающих напряжений, насыщение абразивными частицами при абразивной обработке и др. Все это приводит к необходимости применения других методов обработки.

Одним из наиболее эффективных методов повышения несущей способности долговечности деталей машин является поверхностно-пластическое деформирование. Проведенное исследование позволило установить эффективность этого метода для упрочнения широкой номенклатуры деталей машин, его успешного применения на различных заводах.

Методы упрочняющей обработки применительно к различным практическим

условиям осуществляются на различных дробеструйных установках, станках и устройствах для обкатки деталей шариками и роликами, дорнами и раскатками для обработки поверхностей отверстий, вибростендах и т.п.

Поверхностно-пластическое деформирование применяют для упрочнения деталей, изготовленных из самых разнообразных материалов: стали, чугуна, титана, алюминиевых и магниевых сплавов, металлокерамики и пластмасс и др. Значительные успехи достигнуты при обработке металлических и неметаллических покрытий.

Поверхностно-пластическое деформирование основано на использование пластических свойств металлов иметь в определенных условиях под воздействием внешних сил остаточные деформации без нарушения целостности. В этом случае требуемые форма, размер и шероховатость поверхности детали достигаются за счет перераспределения элементарных объемов металла в результате пластических деформаций.

При проектировании технологического маршрута обработки чашки дифференциала заднего моста было решено внести вместо применяемого тонкого растачивания чистовую обработку поверхности сферы методом раскатки (рисунок 1).

Одним из важнейших свойств поверхностей, обработанных пластическим деформированием, является их повышенная износоустойчивость. Такие эксплуатационные характеристики как прирабатываемость, сопротивление схватыванию и износостойкость у поверхностей, обработанных поверхностно-пластическим деформирование, значительно выше, чем у поверхностей, обработанных точением и протягиванием.

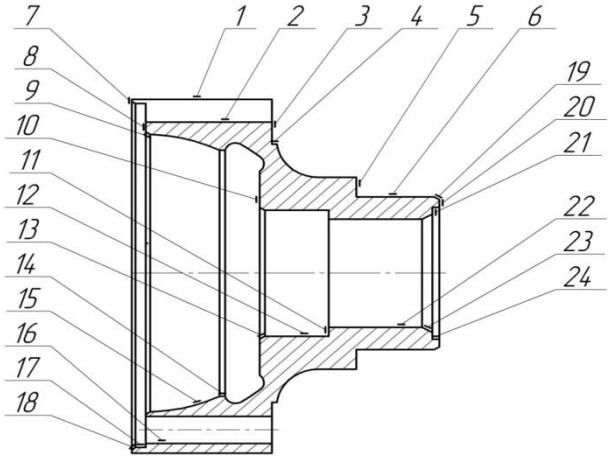


Рис. 1. Поверхности подвергаемые механической обработке

Предложена конструкция раскатки для обработки сферической поверхности (15) чашки дифференциала (рисунок 2).

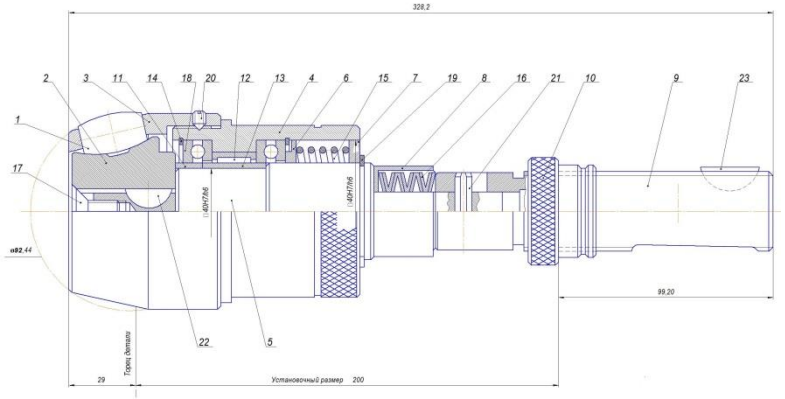


Рис. 2. Раскатка для обработки сферической поверхности

Пластические деформации приводят к резкому изменению свойств поверхностных

слоев металла: изменяются геометрические параметры поверхности, макро и микроструктура, создается поверхностный наклеп, возникает благоприятные остаточные напряжения сжатия: значительно изменяются и механические свойства: пределы прочности, текучести и др. Шероховатость поверхностей, обработанных пластическим деформированием, достигает высоких классов, что позволяет эффективно использовать этот метод на финишных операциях технологической обработки. В отличие от обработки резанием пластическое деформирование приводит к сглаживанию микронеровностей исходной поверхности: неровности образуемые в процессе поверхностно-пластического деформирования, характеризуется большим шагом, более пологой формой и однородностью, то значительно увеличивает площадь фактического контакта и уменьшает износ в период приработки.

Процесс пластического деформирования металла сопровождается его упрочнением. Современные представления о механизме поверхностного упрочнения, основаны на теории дислокаций. Согласно этой теории основной причиной упрочнения при пластическом деформировании является интенсивное лавинно-подобное развитие дислокаций – дефектов кристаллической решетки металла, скапливающихся вблизи линий сдвигов, и последующие их застревание и уплотнение перед различными препятствиями, возникающими в процессе деформации, что приводит к резкому сопротивлению сдвигу и увеличению прочности.

Упрочнение поверхностных слоев металла существенно зависит от природы металла, его структуры и степени деформации.

В процессе обработки поверхностно-пластического деформирования наибольшему упрочнению подвергается верхние слои деформированного металла: по мере удаления от контактной поверхности твердость металла понижается, приближаясь к твердости недеформированного металла. С увеличением контактного давления шероховатость поверхности снижается, а глубина наклепанного слоя увеличивается. Однако чрезмерно большое большие для данного металла деформации могут привести к перенаклепу. Увеличению шероховатости, появление трещин и шелушения поверхностного слоя.

Данный метод обработки, за счет уменьшения отходов позволил существенно снизить затраты на материалы, обеспечил повышение качества поверхностного слоя, в частности у сферической поверхности увеличилась микротвердость и возникли остаточные напряжения сжатия, произошел наклеп (упрочнение) поверхностных слоев металла. Повысились эксплуатационные свойства детали и снизилось время на обработку детали. Для обработки поверхностным пластическим деформированием требуется сравнительно меньшее количество станков, чем при резании металлов, в результате чего получается дополнительная экономия средств на капитальных вложениях на оборудование. Шероховатость поверхности снижается при обкатывании и раскатывании. Так, при исходной шероховатости поверхности 2,5 - 1,25 мкм после рассматриваемого процесса можно получить шероховатость 1,25 - 0,35 мкм. Скорость обкатывания и раскатывания принимается в зависимости от условий обработки в пределах 30 - 150 м/мин. Давление инструмента на обрабатываемую поверхность принимают в зависимости от размеров и физико-механических свойств заготовки в пределах от нескольких килограммов до нескольких тонн. Подача инструмента при обкатывании и раскатывании устанавливается в зависимости от конструкции инструмента и требований к шероховатости поверхности. Так, при обработке заготовки роликами подачу принимают равной 0,3 ширины этого ролика. Натяг инструмента принимается в пределах 0,03 - 0,3 мм в зависимости от исходной и требуемой шероховатости поверхности. Смазывающе-охлаждающей жидкостью может быть машинное масло, 50%-ная смесь машинного масла и керосина, сульфо-фрезол.

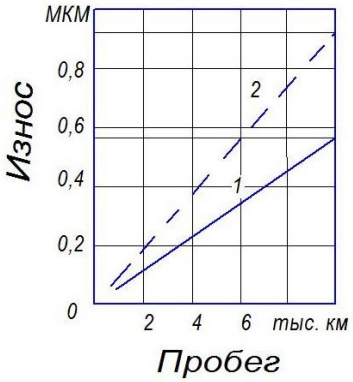


Рис.3. Сравнительный график износа чашки дифференциала:
1- Обкатанного;
2- необкатанного

Предложенный метод тонкой пластической деформации путем уплотнения наружных слоев металла позволило получить требуемые точность формы и состояние сферической поверхности. Были получены не только необходимые макро- и микрогеометрия поверхности, но и повышена износостойкость и созданы благоприятные напряжения, способствующие повышению эксплуатационных свойств машин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гладков В.И., Редик В.Н., Фингер М.Л. Холодное пластическое деформирование для размерно-чистовой, формообразующей и упрочняющей обработки. Издательство МГТУ «МАМИ» , 2001.
2. Киричек А.В., Афонин А.Н., Апальков А.Г., Должиков Д.А. Моделирование поверхностно-объемного пластическогодеформирования // Известия ОрелГТУ. Машиностроение. Приборостроение, 2007, № 1/265 (531).

ВЛИЯНИЕ ВИБРАЦИИ НА РАЗВИТИЕ РАСТЕНИЙ

INFLUENCE OF VIBRATION ON DEVELOPMENT OF PLANTS

К.С. Горева – студ., **А.С. Шаронова** – студ., **В.И. Шапин** – к.т.н., проф.
ИГЭУ им. Ленина, г. Иваново

Abstract. We represent the work devoted to research of influence of vibration on development of plants. In this work two groups of the plants (pepper) which have received further names "vibration", which were considered were exposed to impact of horizontal vibration by kinematic indignation of the basis, and "control" which weren't exposed to impact of vibration. As a result of researches of these biological objects in field conditions (to them laboratory conditions preceded) it was received that the root system and productivity of "vibration" plants certainly prevails in comparison with "control".

Известны различные способы стимуляции развития растений. Цель очевидна - повышение урожайности при сохранении требований экологичности. При этом различаются два вида стимуляции: посредством химических воздействий на семена и почву [1, 2], а также посредством воздействия достаточно громоздких конструкций различных электромагнитных полей. В частности внесением в почву намагниченного вещества, в котором используют омагниченные трудно растворимые фосфаты [3]. На параметры стволов и скелетных ветвей воздействуют магнитным полем, которое создается смесью ферромагнитного порошка с пластическим веществом [4]. Существует и способ путём создания излучателей электростатического поля над растениями [5]. Из химических методов, например, - путём обработки семян и растений в период вегетации водным раствором, содержащим микроколичества перекиси водорода, ионов меди и щавелевой кислоты, водным раствором бикарбонатовой кислоты [6, 7] и т.д.

В настоящей работе рассматривается следующая постановка задачи: исследование влияния вибрации на развитие растений.

Рассматривались две группы растений по два в каждой группе. Одни - в дальнейшем называем «вибрационными», или кратко «вибро», подвергались воздействию горизонтальной вибрации путём кинематического возмущения основания от момента пикировки в рассадные пакеты в начале апреля до высадки в стационарный грунт в начале июня. Вторая группа растений - «неподвижные» - контрольные.

Блок-схема виброиспытаний представлена на рис.1. и включает в себя следующие элементы: звуковой генератор или карта компьютера, предварительный усилитель мощности, электродинамический возбудитель и визуальное, и, как оказалось вполне достойное, наблюдение резонансных показателей исследуемых биообъектов по отношению к подвижному кинематическому основанию.

Рис.1. Схема экспериментальной установки

В лабораторных условиях системно проводилось измерение следующих параметров: длины основного стволового стебля, диаметра стебля у основания, количества листьев, а также максимальной длины листа, числа бутонов и изгибной жёсткости стволового стебля при нормированной высоте измерения параметров сила -

линейное перемещение. Испытания проводились по 8 часов в день с 5 апреля по 5 июня 2012 года. Результаты измерений представлены в таблице 1.

Таблица 1. Результаты измерений параметров биообъектов

	Вибрационные		**Контрольные**	
№ измерения	**1**			
L	44	50	38	50
D	1,1	1,2	1,3	1,2
N	4	4	4	4
№ измерения	**2**			
L	54	63	45	60
D	1,4	1,5	1,4	1,5
N	5	6	5	5
№ измерения	**3**			
L	56	66	48	63
D	1,5	1,6	1,5	1,5
N	6	6	6	6
№ измерения	**4**			
L	66	75	54	68
D	1,9	2	1,8	2
N	7	7	7	7
№ измерения	**5**			
L	76	79	71	80
D	2,3	2,3	2,1	2,2
N	8	8	8	8
№ измерения	**6**			
L	86	85	78	88
D	2,5	2,5	2,1	2,4
N	9	9	9	9
№ измерения	**7**			
L	92	90	82	95
D	2,9	2,7	2,5	2,7
N	10	10	10	10
№ измерения	**8**			
L	96	100	92	97
D	3,2	3,1	2,8	2,9
N	11	11	11	11
№ измерения	**9**			
L	117	120	112	117
D	3,8	3,7	3,6	3,5
N	13	13	13	13
№ измерения	**10**			
L	160	177	161	145
D	4,9	4,9	4,9	4,7
N	15	15	15	14
S	145	130	115	130
№ измерения	**11**			
L	182	194	178	160
D	5,3	5,3	5,5	4,9
N	19	18	18	20
S	148	134	135	140

№ измерения	**12**			
L	203	216	183	172
D	5,5	5,6	5,8	5,3
N	19	23	26	20
S	157	145	140	150
№ измерения	**13**			
L	220	220	189	188
D	6,2	6	5,9	5,5
N	19	24	27	20
S	158	150	140	150
№ измерения	**14**			
L	265	223	195	197
D	6,3	6,2	6	6
N	20	27	27	24
S	165	150	144	155
K	6	8	8	8
№ измерения	**15**			
L	270	232	208	217
D	7,3	6,7	6,9	7,4
N	24	27	27	27
S	175	155	155	170
K	8	8	8	8
№ измерения	**16**			
L	270	237	211	225
D	7,6	7,3	7,5	7,5
N	27	27	28	27

L – длина стебля, мм; D – диаметр стебля, мм; N – количество листьев, шт.; S – макс. длина листа, мм; K – число бутонов, шт.

Характерно, что в лабораторном этапе развития растений не были выявлены явные различия в параметрах исследуемых структур за исключением длины стебля. У «виброперцев» длина больше, по сравнению с контрольными. В конечном итоге показатели составили:

- длина стеблей: первый и второй (вибро) - 270 и 237 мм, третий и четвёртый (контрольные) - 211 и 225 мм;
- диаметр стволового стебля: соответственно 7,6; 7,3; 7,5 и 7,5 мм;
- количество листьев: 27, 27,28, 27 ед.;
- число бутонов: по 8 шт.

Подстройки частоты в пределах 25 – 30 Гц практически не требовалось.

В начале июня рассада переносилась в грунт в стандартную теплицу. Продолжалось наблюдение за урожайностью в три приёма. В середине июля число плодов и их вес при одновременном съёме был примерно одинаков. Результат счёта в августе оказался в пользу «виброперцев». Вес плодов для каждой из пар растений: 700 г и 400 г при количестве плодов соответственно 8 и 6 ед. Результаты третьего одновременного съёма в сентябре приведены на рис.2 и не требуют комментариев. Налицо большая продолжительность вегетационного периода. Объяснение очевидно, рис.3,4,5. Корневая система «виброперцев» имеет ажурную и более развитую структуру. Характерно, что при этом корневая система «виброперцев» плоская, рис. 3,4. Причём, плоскость корневой системы перпендикулярна направлению вибровоздействия. Иначе: корневая система «поворачивается» фронтом к направлению вибрации, по сравнению с контрольными (рис. 5) растениями.

Рис.2. Плоды заключительного одновременного съема в сентябре: слева – вибро, справа – контрольные

Рис.3. Корневая система «виброперцев»

Таким образом, получено, что под воздействием механических резонансных колебаний развитие биообъектов на стадии лабораторных исследований в условиях визуального наблюдения принципиально не отличаются. Однако, в итоговых полевых условиях корневая система и урожайность культур подверженных вибрации безусловно превалирует по сравнению с контрольными растениями.

Рис.4. Корневая система «виброперцев», профиль

Рис.5. Корневая система «виброперцев» - слева, контрольных растений – справа

В развитии работы предполагается исследование нанотехнологической гистологии клеточного строения свежего среза стволового стебля в обеих группах растений, равно как и объяснение причины выявленной «ажурности» и плоскостности построения корневой системы при воздействии вибрации на этапе выращивания рассады.

ЛИТЕРАТУРА

1. Способ стимулирования роста растений. Патент на полезную модель № 2418400 от 19.03.2010. Ершов М.А.
2. Стимулятор роста, развития и цветения цветочных растений и способ стимулирования роста, развития и цветения цветочных растений. Патент на полезную модель № 2423829 от 20.10.2009. Филоник И.А., Апрасюхин А.И., Никитин М.М.
3. Способ стимулирования роста растений. Патент на полезную модель № 2172100 от 28.12.1999. Тишков Н.М., Гусева Т.Е., Ветер И.И.
4. Способ стимулирования роста древесных растений. Патент на полезную модель № 2095966 от 25.11.1992. Тищенко В.В.
5. Способ стимулирования роста растений в теплицах. Патент на полезную модель № 2182759 от 14.12.1999. Логинов В.В.
6. Способ стимулирования роста растений. Патент на полезную модель № 2267924 от 02.11.2004. Верещагин А.Л., Кропоткина В.В., Акимова С.С.
7. Способ стимулирования роста растений. Патент на полезную модель № 2088086 от 09.01.1992. Пирумян Г.П., Хачатурян С.К., Скурлатов Ю.И., Штамм Е.В.

ОЦЕНКА РИСКА ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ДЛИННОМЕРНОГО ЛЕГКОДЕФОРМИРУЕМОГО ОБЪЕКТА ПО ДОРОГЕ СО СЛУЧАЙНЫМИ НЕРОВНОСТЯМИ

RISK ASSESMENT OF TRANSPORTATION LARGE OBJECTS ON THE ROAD AT RANDOM ROUGH

М.И. Гребёнкина – студ., **В.И. Иванов** – студ., **В.И. Щербаков** – к.т.н., проф.
Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)

Abstract. The complex of the questions arising at an assessment of technical capability and expediency of transportation of bulky and easily deformable objects on roads with random irregularity is considered. The transport system in the form of lengthy freight on two multiaxial support bogies is accepted as object of research.

Изготовление в заводских условиях неразборных крупногабаритных конструкций с последующей их транспортировкой на место эксплуатации дает значительный экономический эффект по сравнению с производством отдельных деталей и их доставкой на место сборки. Однако, такое техническое решение ограничивается возможностями транспортировки легкодеформируемых конструкций без заметной потери ими работоспособности. Необходим соответствующий расчет с оценкой вероятности разрушения или появления при транспортировке трещин усталости [1-4].

В качестве основной расчетной схемы рассмотрим транспортную систему, показанную на *рис.1*. Транспортируемый длинномерный легкодеформируемый объект*T* опирается на две колесные тележки *1*, *2* и движется прямолинейно по длине пути ζ с постоянной скоростью *V*, совершая вертикальные линейные и угловые колебания в продольной плоскости симметрии системы, то есть принимается плоская динамическая модель. Колебания в продольной плоскости возникают от микронеровностей дороги $h(\zeta)$при предположении об одинаковом профиле грунта под левым и правым бортами (колесами) тележек.

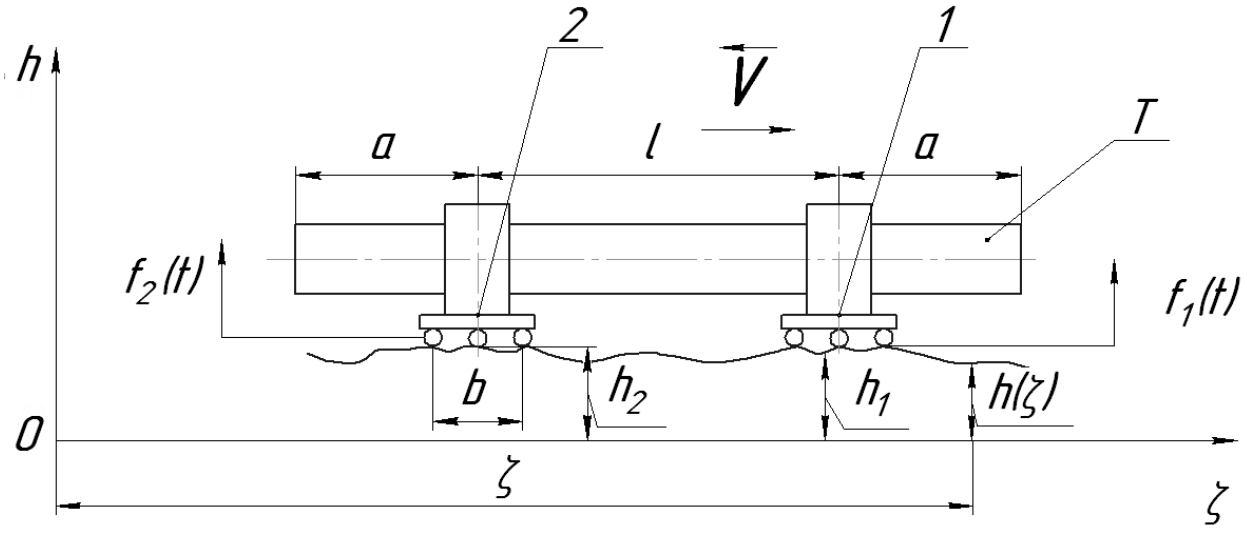


Рис.1. Расчетная схема транспортной системы: T – транспортируемый объект; 1,2 – опорные тележки; a,l – размеры по длине объекта; b – длина опорной тележки

Кинематические воздействия на перевозимый объект обозначены через $f_1(t)$и $f_2(t)$. Также предполагается, что колесные тележки сглаживают микропрофиль дороги и сохраняют с ним непрерывный контакт. Функция профиля дороги $h(\zeta)$ задается спектральной плотностью $S_h(\Theta)$, где Θ - путевая частота. Спектральная плотность

сглаженного по длине тележки профиля дороги $\hat{h}(\xi)$ определяется по формуле [3]:

$$S_{\hat{h}} = \frac{S_h(\Theta)}{b^2 \cdot \Theta^2 + 1}.$$

Далее профиль дороги считается сглаженным, и знак сглаживания ^ не указывается.

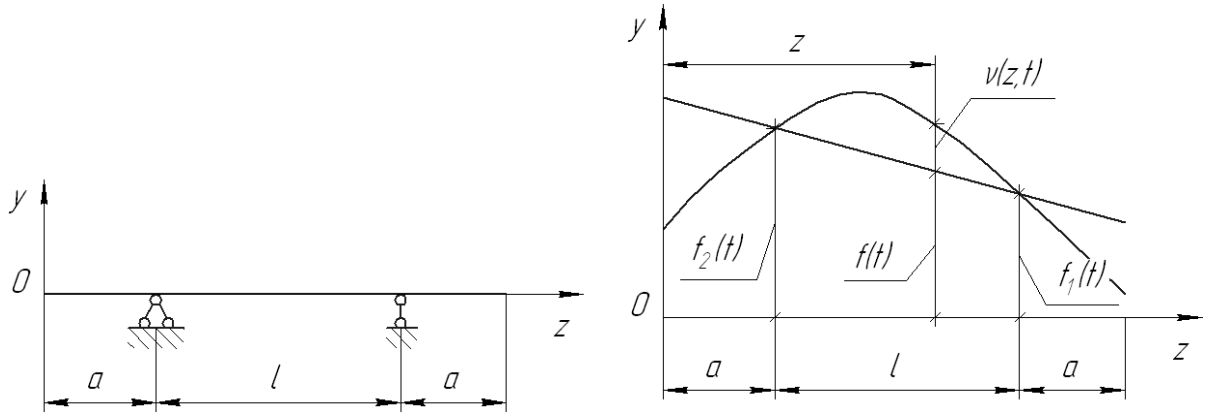
Спектральные плотности кинематических воздействий в зависимости от скорости движения V находятся по следующим зависимостям [3]:

$$S_{f_1}(\omega,V) = S_{f_2}(\omega,V) = \frac{1}{V} S_h\left(\frac{\omega}{V}\right);$$

$$S_{f_1 f_2}(\omega,V) = S^*_{f_1 f_2}(\omega,V) = \frac{1}{V} \cdot e^{\frac{i\omega l}{V}} \cdot S_h\left(\frac{\omega}{V}\right),$$

где $\omega = \Theta \cdot V$ – циклическая частота воздействий, * - знак перехода к комплексно-сопряженным функциям.

Расчетную схему объекта транспортировки примем в виде балки со следующими распределенными параметрами (рис. 2, а): μ - массой единицы длины, $EI_x = const$ – жесткостью поперечного сечения на изгиб и b_c - коэффициентом вязкого демпфирования единицы длины. Через $v = v(z,t)$ обозначим прогиб поперечного сечения балки с текущей координатой zв момент времениt(рис. 2, б).



а) б)

Рис.2. Балочная расчетная схема объекта транспортировки: а – в ненагруженном состоянии, б – в возбужденном состоянии

Тогда дифференциальное уравнение изгибных колебаний балки можно представить в виде [4]

$$\mu \cdot \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + b_c \cdot \frac{\partial v}{\partial t} + EI_x \cdot \frac{\partial^4 v}{\partial z^4} = \mu \cdot \ddot{f}(z,t), \qquad (1)$$

где

$$\ddot{f}(z,t) = \frac{z-a}{l} \cdot \ddot{f}_1(t) + \frac{a+l-z}{l} \cdot \ddot{f}_2(t),$$

а начало отсчета для z принято на левом конце балки. Две точки сверху параметра означают вторую производную по времени t.

Решение уравнения (1) ищем в виде разложения по собственным формам колебаний $\varphi_k(z)$:

$$\nu(z,t)=\sum_{k=1}^{n}u_k(t)\cdot\varphi_k(z), \tag{2}$$

где n – число собственных форм колебаний, учитываемых в расчете; $u_k(t)$ – функции времени (главные координаты), подлежащие определению. На рис. 2, б показана форма колебаний рассматриваемой балки, близкая к первой собственной форме.

Нормальные напряжения $\sigma(z,t)$ в поперечных сечениях балки будут определяться по формуле

$$\sigma(z,t)=\frac{EI_x}{W_x}\cdot\sum u_k(t)\cdot\varphi_k^n(z), \tag{3}$$

где W_x – момент сопротивления поперечного сечения балки изгибу.

Подставив (2) в (1), получим соотношение

$$\sum_{k=1}^{n}\mu\cdot\ddot{u}_k(t)\cdot\varphi_k(z)+\sum_{k=1}^{n}b_c\cdot\dot{u}_k(t)\cdot\varphi_k(z)+EI_x\cdot\sum_{k=1}^{n}u_k(t)\cdot\varphi_k^{IY}(z)=\mu\cdot\ddot{f}(z,t), \tag{4}$$

скалярно умножив которое на $\varphi_k(z)$ и учтя ортогональность собственных форм колебаний, выражаемое уравнением

$$(\varphi_i(z),\varphi_\gamma(z))=\int_0^l\varphi_i(z)\cdot\varphi_\gamma(z)\cdot dz=0,\ \text{при } i\neq\gamma,$$

получим следующую систему независимых линейных дифференциальных уравнений второго порядка

$$m_k\cdot\ddot{u}_k(t)+\beta_k\cdot\dot{u}_k(t)+\lambda_k\cdot u_k(t)=Q_k(t),\ (k=1,\ldots,n), \tag{5}$$

где $m_k=(\mu\cdot\varphi_k,\varphi_k)$ – обобщенная масса балки, соответствующая k-ой собственной форме колебаний; $\beta_k=(b_c\cdot\varphi_k,\varphi_k)$ – обобщенный коэффициент вязкого демпфирования, соответствующий k-ой собственной форме колебаний; $\lambda_k=EI_x\cdot(\varphi_k^{IY},\varphi_k)=EI_x\cdot(\varphi_k^{''},\varphi_k)$ – обобщенная жесткость, соответствующая k-ой собственной форме колебаний; $Q_k(t)=\left(\mu\cdot\ddot{f}(z,t),\varphi_k\right)$ – обобщенная внешняя нагрузка, соответствующая k-ой собственной форме колебаний; запятой между функциями указано их скалярное произведение.

Уравнение (5) представим в виде

$$\ddot{u}_k+2n_k\cdot\dot{u}_k+\omega_{0k}^2\cdot u_k(t)=q_k(t), \tag{6}$$

где $2n_k=\frac{\beta_k}{m_k};\ \omega_{0k}^2=\frac{\lambda_k}{m_k};\ q_k=\frac{Q_k}{m_k}.$

Тогда передаточная функция для реакции балки по k-ой координате равна

$$H_k(i\omega)=\frac{1}{\omega_{0k}^2-\omega^2+2n_k\cdot i\omega}. \tag{7}$$

Амплитудные спектры процессов $u_k(t)$ определяются по амплитудным спектрам процессов $q_k(t)$ по формуле

$$\Phi_{u_k}(\omega)=H_k(i\omega)\cdot\Phi_{q_k}(\omega). \tag{8}$$

Поскольку амплитудные спектры случайных процессов дельта-коррелированы, то имеем следующие равенства [1]:

$$\left\langle \Phi_{u_i}(\omega_1)\cdot\Phi^*_{u_\gamma}(\omega_2)\right\rangle = S_{u_iu_\gamma}(\omega_1)\cdot\delta(\omega_1-\omega_2) = \left\langle H_i(i\omega_1)\cdot H^*_\gamma(i\omega_2)\cdot\Phi_{q_i}(\omega_1)\cdot\Phi^*_{q_\gamma}(\omega_2)\right\rangle = \\ = H_i(i\omega_1)\cdot H^*_\gamma(i\omega_2)\cdot S_{q_iq_\gamma}(\omega)\cdot\delta(\omega_1-\omega_2), \quad (9)$$

где $\langle ... \rangle$ – оператор осреднения; $S_{u_iu_\gamma}(\omega)$– взаимная спектральная плотность процессов $u_i(t)$и $u_\gamma(t)$; $S_{q_iq_\gamma}(\omega)$–взаимная спектральная плотность процессов $q_i(t)$ и $q_\gamma(t)$.

Из равенств (9) получим, что

$$S_{u_iu_\gamma}(\omega) = H(i\omega)\cdot H^*_\gamma(i\omega)\cdot S_{q_iq_\gamma}(\omega);$$

$$S_{u_k}(\omega) = |H_k(i\omega)|^2\cdot S_{q_k}(\omega).$$

тогда из соотношения (2) следует, что спектральная плотность перемещений $\nu(z,t)$ будет определяться по формуле

$$S_\nu(\omega,z) = \sum_{i=1}^{n}\sum_{\gamma=1}^{n}\varphi_i(z)\cdot\varphi_\gamma(z)\cdot S_{u_iu_\gamma}(\omega).$$

При учете только первой собственной формы колебаний имеем

$$S_\nu(\omega,z) = \varphi_1^2(z)\cdot S_{u_1}(\omega).$$

Спектральная плотность напряжений $\sigma(z,t)$ будет определяться по формуле

$$S_\sigma(\omega,z) = \left(\frac{EI_x}{W_x}\right)^2\cdot\left(\sum_{i=1}^{n}\sum_{\gamma=1}^{n}\varphi_i''(z)\cdot\varphi_\gamma''(z)\cdot S_{u_iu_\gamma}(\omega)\right).$$

При учете только первой формы колебаний найдем

$$S_\sigma(\omega,z) = \left(\frac{EI_x}{W_x}\cdot\varphi_1''(z)\right)^2\cdot S_{u_1}(\omega).$$

Полученная вероятностная информация о перемещениях и напряжениях используется для оценки риска R транспортировки конструкции и определения величины накопленного при транспортировке усталостного повреждения υ. Под риском транспортировки понимается вероятность Pпревышения перемещениями опасного уровня ν^* или напряжениями – опасного уровня σ^* за время движения t.

Эта вероятность определяется как

$$R = P\{\nu(\tau)\ge\nu^*;\sigma(\tau)\ge\sigma^*;\tau\in(0,t)\} = t\cdot n_0\cdot\left(\exp\left(-\frac{(\nu^*)^2}{2s_\nu^2}\right)+\exp\left(-\frac{(\sigma^*)^2}{2s_\sigma^2}\right)\right),$$

где n_0 – эффективная частота колебаний; s_ν^2, s_σ^2 – дисперсии перемещений и напряжений соответственно.

Тогда надежность транспортной системы будет определяться как вероятность противоположного события, т.е. как

$$H = P\{\nu(\tau)\le\nu^*;\sigma(\tau)\le\sigma^*;\tau\in(0,t)\} = 1-R$$

При вычислении величины накопленного усталостного повреждения полагаем, что уравнение кривой усталости задается в виде

$$N = \begin{cases} N_0\left(\dfrac{\sigma_{-1}}{\sigma}\right)^m, \text{при } \sigma\ge\sigma_{-1}; \\ \infty, \text{при } \sigma<\sigma_{-1}, \end{cases}$$

где N_0, σ_{-1}, m– параметры кривой усталости.

Усталостное повреждение υ за время t составит величину, определяемую по формуле [2]

$$\vartheta(t) = \frac{2^{\frac{m}{2}}\cdot s_\sigma^m\cdot\Gamma\left(\left(\dfrac{m}{2}+1\right),\dfrac{\sigma_{-1}^2}{2s_\sigma^2}\right)}{N_0\cdot\sigma_{-1}^m}\cdot\frac{t}{t_0},$$

где Γ(…,…) – неполная гамма-функция; $\overline{t_0}$ – средний период цикла нагружения.

Рассмотрим случай, когда длина консолей балки *a=0* (рис. 2, а) и учитывается только первая форма колебаний:

$$\varphi(z)=\sin\left(\frac{\pi\cdot z}{l}\right).$$

Получим:

$$m=\frac{\mu\cdot l}{2};\quad \omega_0=\frac{\pi^2}{l^2}\sqrt{\frac{EI_x}{\mu}};\quad q_k=\frac{2}{\pi}\left(\ddot{f}_1+\ddot{f}_2\right);$$

$$S_q(\omega)=\frac{8\cdot\omega^4}{\pi^2}\cdot S_f(\omega)\cdot\left(1+\cos\frac{\omega\cdot l}{v}\right);$$

$$S_u(\omega)=\frac{S_q(\omega)}{\left(\omega_0^2-\omega^2\right)^2+4\cdot n^2\cdot\omega^2};$$

$$S_\sigma\left(\omega,z=\frac{1}{2}\cdot l\right)=\frac{\pi^4}{l^4}\cdot\left(\frac{EI_x}{\omega}\right)^2\cdot S_u(\omega).$$

Спектральная плотность сглаживаемого профиля дороги задается как

$$S_h(\Theta)=\frac{2\cdot s_h^2}{\pi\cdot\left(1+b^2\cdot\Theta^2\right)}\cdot\frac{\alpha\cdot\beta^2}{\left(\Theta^2-\beta^2\right)^2+4\cdot\alpha^2\cdot\Theta^2},$$

где параметры имеют следующие диапазоны значений: α = 0,1…0,2 $м^{-1}$, β = 0,025…0,140 $м^{-1}$, s_h = 0,10…0,20 *м*.

Для примера расчета была выбрана труба длиной l = 30 м. Частота по первой форме колебаний ω_0= $2с^{-1}$. параметры кривой усталости: *m*= 4,N_0 = $2\cdot10^6$ циклов, σ_{-1} = 40 *МПа*. Скорость движения *V*=50 *км/ч*, время в пути 5 часов. Параметры спектральной плотности дороги α= $0,15м^{-1}$, β = $0,1м^{-1}$, s_h = 0,1*м*.

Предельно допустимое перемещение в середине трубы v^* = 0,2 *м*, а предельно допустимое напряжение σ^*=20 *МПа*.

Результаты расчетов:

- ✓ надежность транспортировки *H*=0,984
- ✓ накопленное повреждение υ = 0,12.

Было принято решение о возможности и целесообразности транспортировки заданного объекта.

ЛИТЕРАТУРА

1. Болотин В.В. Случайные колебания упругих систем. – М.: Наука, 1979. – 336с.
2. Гусев А.С., Светлицкий В.А. Расчет конструкций при случайных взаимодействиях. – М.: Машиностроение, 1984. – 240с.
3. Гусев А.С. Вероятностные методы в механике машин и конструкций. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – 224 с.
4. Щербаков В.И., Чабунин И.С., Стародубцева С.А. Избранные задачи по динамике механических систем и конструкций. – изд. 2-е, испр. и доп. – М.: МГТУ «МАМИ», 2010. – 288с.

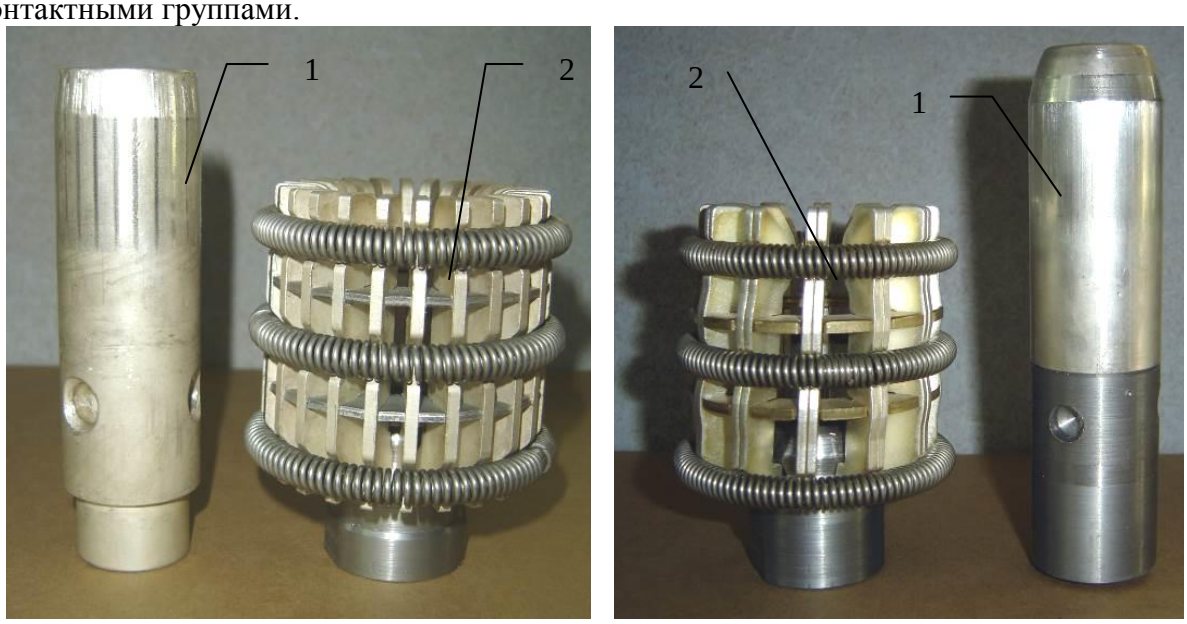
ВЫЯВЛЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ КОНТАКТНЫХ ГРУПП ЗАРУБЕЖНЫХ И ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ

IDENTIFICATION OF OPERATING CONDITIONS OF THE CONTACT GROUPS OF FOREIGN AND DOMESTIC MANUFACTURERS

Д.В.Губарев – асп., **Ю.Н.Губарева** – асп.
ФГБОУ ВПО "СамГТУ"

Abstract. The article presents a study of two contact groups and domestic French production in order to identify factors that affect the reliability of the electrical connection, the data provided by the contact groups. Tests were conducted to assess the thrust rod when administered in contact hole formed in the working surfaces of the lamellas precast contact covering the core pin with an interference fit provided by the annular spring, is performed using an apparatus equipped with a computerized data acquisition system.

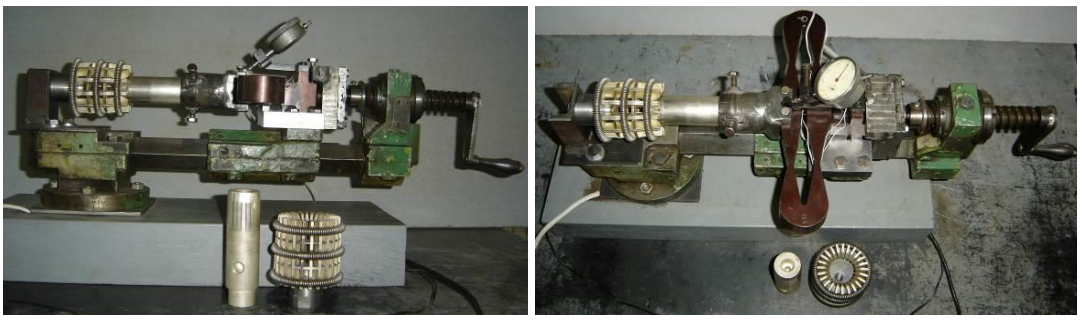
В контактных группах электрических аппаратов используются втычные пластинчатые и стержневые контакты, покрытые серебром толщиной 24 мкм, а потому обладают высокими электрическими свойствами. Ресурс данной группы определяет долговечность электрических аппаратов. Поэтому в статье приведены сравнительные испытания основных параметров данных контактных групп отечественного (рис. 1а) и французского (рис. 1б) производства. Испытания проводились с целью выявления факторов, влияющих на надежность электрического контакта, обеспечиваемого данными контактными группами.



а *б*

Рис. 1. Контактные группы отечественного (а) и французского (б) производства: 1 – стержневой контакт; 2 – ламельный контакт

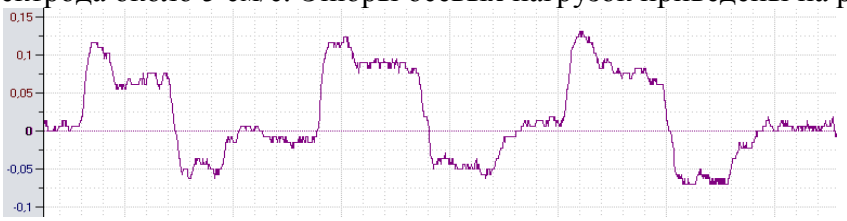
Испытания по оценке осевой нагрузки при введении стержневого контакта -1 в отверстие, сформированное рабочими поверхностями ламелей в конструкции сборного контакта – 2, охватывающего стержневой контакт с натягом, обеспечиваемым кольцевыми пружинами, проводили с использованием установки (рис. 2) оснащенной компьютеризированной системой сбора данных. В данной установке сборный контакт неподвижно закрепляли на задней стойке, а подвижный стержневой контакт соединяли с пружинным динамометром и толкателем, приводимым в движение с помощью винтового механизма.



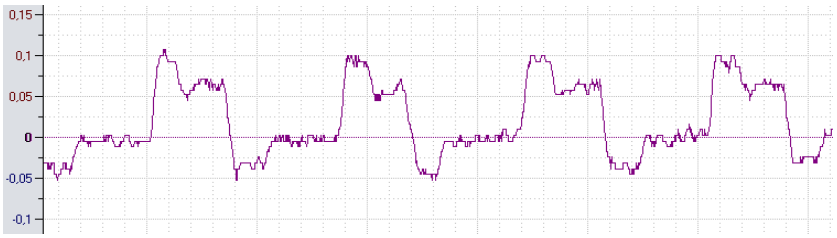
а *б*

Рис. 2. Общий вид испытательной установки для измерения осевого усилия при введении стержневого электрода в сборный электрод: а - вид сбоку; б- вид сверху

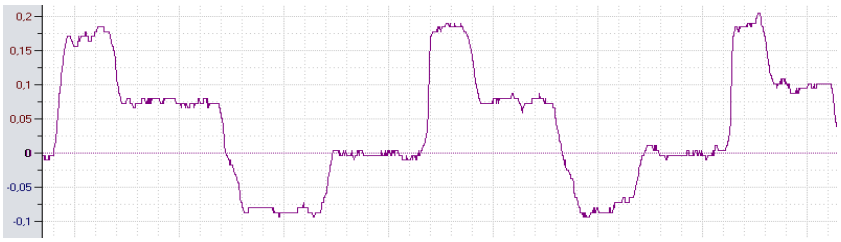
Система сбора данных включает: тензометрический датчик осевой силы (образцовый пружинный динамометр с наклеенными тензорезисторами, собранными по полумостовой схеме); тензоусилитель; аналого-цифровой преобразователь Е 14-440; компьютер с программным обеспечением PowerGraph. При испытаниях по оценке осевого усилия выполняли 200 циклов замыкания контактов со скоростью перемещения подвижного электрода около 5 см/с. Эпюры осевых нагрузок приведены на рис 3.



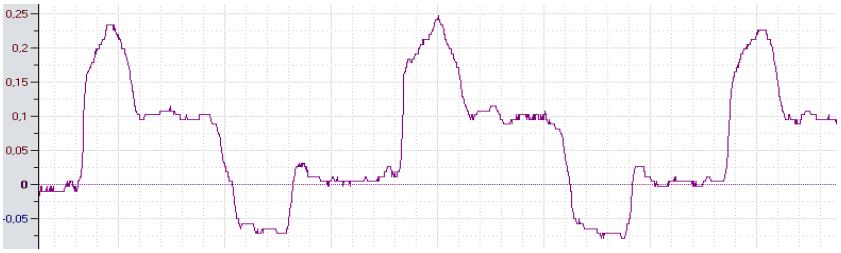
а



б



в



г

Рис. 3. Эпюры осевых усилий при введении стержневого контакта в сборный контакт (значения силы по оси ординат приведены в килоньютонах): а, б – отечественный образец; в, г – французский образец;
а, в – осевые усилия в контактных парах без приработки; б, г – осевые усилия в контактных парах с приработкой 200 циклов

Результаты показали, что осевые усилия (силы трения) при замыкании подвижного и неподвижного контактов на изделиях отечественного и французского производства имеют схожий вид – сначала идет резкий всплеск осевого усилия (при раздвигании ламелей фаской на заходной части стержневого контакта) до величины 12,5±0,5 кгс на отечественной паре и 19±1 кгс - на французской, а затем спад до стабильного уровня (при дальнейшем проталкивании стержневого контакта), составляющего соответственно 7,5±0,5 кгс и 9±1 кгс. После приработки отечественных образцов значения максимального и стабильного уровня осевой силы снижаются соответственно до 10 кгс и 6,5 кгс. После приработки французских образцов значения максимального и стабильного уровня осевой силы увеличиваются соответственно до 23±1 кгс и 10 кгс. Вид приработанных стержневых контактов показан на рис. 4.

Рис. 4. Вид стержневых контактов после приработки: а – отечественный; б – французский

Исследование шероховатости поверхности отечественных и французских стержневых контактов проиллюстрированы на рис. 5,6 и в таблице 1. Структуру поверхности изучали с помощью микроскопа с увеличением 500^X. Профилограмму и параметры шероховатости определяли с помощью профилографа-профилометра «Абрис-ПМ7».

Таблица 1.

Результаты исследования шероховатости

Показатель шероховатости	Отечественный образец		Французский образец	
	До приработки	После приработки	До приработки	После приработки
R_a, мкм	2,638	1,048	0,736	0,191
R_{max}, мкм	10,355	5,375	4,878	1,254
R_{max}, мкм	15,719	7,181	5,984	1,722
S_m	186,834	149,700	65,890	52,603

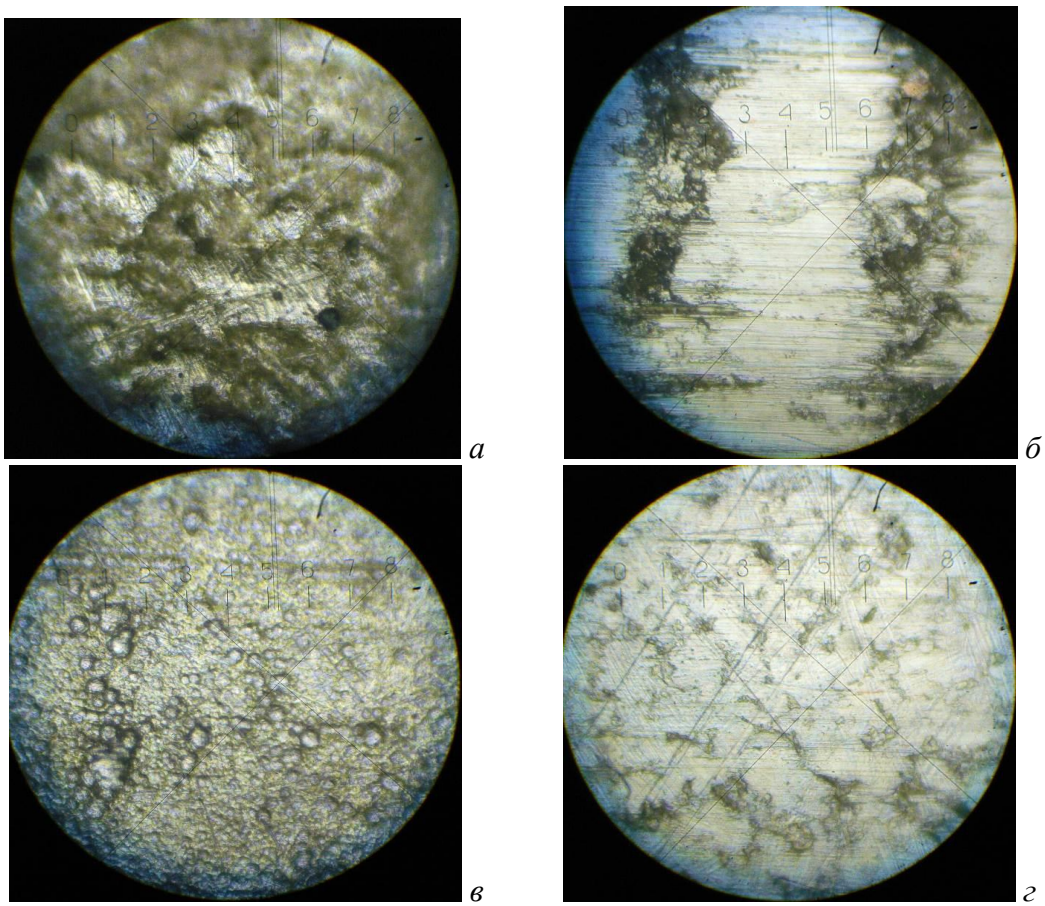
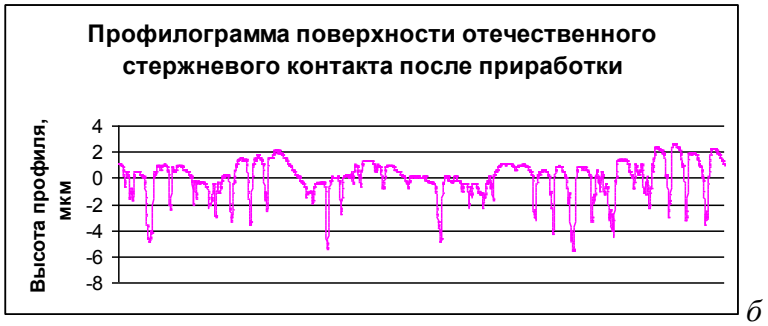


Рис. 5. Вид поверхности серебряного покрытия на стержневом контакте: а, б – отечественный образец; в, г – французский образец; а, в – вид исходной поверхности до приработки; б, г – вид поверхности после приработки

а



б

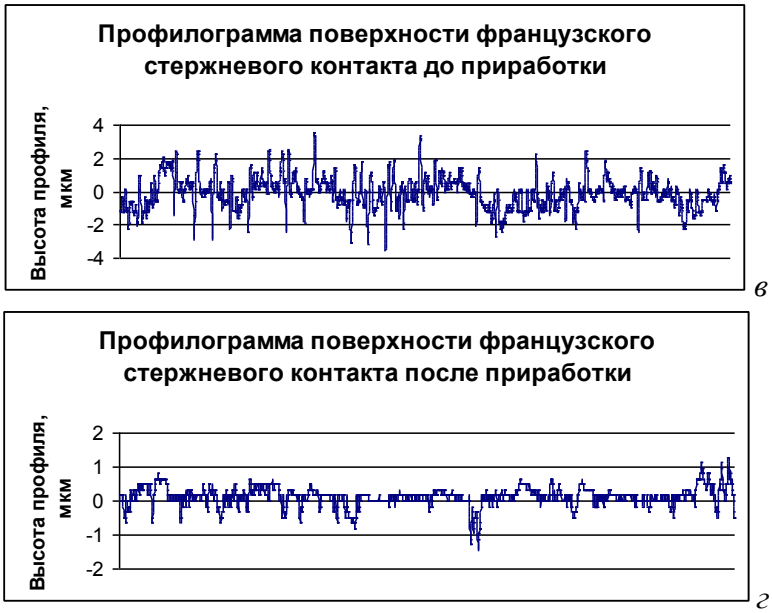


Рис. 6. Профилограммы поверхностей стержневых контактов: а,б – отечественный образец; в,г – французский образец; а,в – вид исходной поверхности до приработки; б,г – вид поверхности после приработки

Оценку микротвердости серебряного покрытия проводили с помощью микротвердомера ПМТ-3 при нагружении индентора навеской массой 100 г. Испытания показали, что: 1) микротвердость покрытия на французском стержневом контакте составляет 135,4±1,5 кгс/мм^2, а на ламелях 87,5±4,1 кгс/мм^2; 2) микротвердость на отечественном стержневом контакте составляет 86,3±3,5 кгс/мм^2, а на ламелях 74,1±1,9 кгс/мм^2. Таким образом, твердость и абразивная стойкость французских покрытий выше, чем у отечественных и соблюдено правило соотношения твердостей (обратная пара трения), при этом уменьшение фактической площади контакта составляет не более 18%.

ВЫВОДЫ:

1. Отечественные контакты ввиду малого запаса длины заходной части (фаски) стержневого контакта более чувствительны к перекосам, чем французские, имеющие двукратный запас длины в области заходной части.

2. На поверхностях трения отечественных стержневых контактов, в отличие от французских, видны поперечные борозды шириной 60…90 мкм, образованные на предыдущей операции точения, и расположенные с шагом 180…200 мкм. Данные борозды уменьшают фактическую площадь контакта электродов на 30…50%. Кроме того, в данных бороздах покрытие имеет неоднородную пористую структуру.

3. Испытания показали, что осевые усилия при введении стержневого электрода в отечественной контактной группе на 40% ниже, чем в контактной группе французского производства. Поскольку тангенциальные усилия практически пропорциональны площади фактического контакта можно ожидать, что площадь контакта (и надежность электрического соединения) в контактной группе французского производства будет соответственно выше.

4. Вид поверхности после серебрения (до начала испытаний) на отечественном образце более грубый с неровностями типа «островков», на французском образце поверхность более гладкая со сферическими неровностями (10…30 мкм в диаметре). Шероховатость поверхности французского образца до и после приработки в 2….5 раз ниже, чем на отечественном образце.

5. Вид поверхности после приработки (10% от назначенного ресурса) на отечественном образце имеет следы нежелательного абразивного изнашивания (длинные

параллельные риски вдоль направления трения) с появлением полос изнашивания, на французском образце поверхность имеет вид, характерный для благоприятного усталостного изнашивания (гладкая, блестящая поверхность). Это дает предпосылки для более высокого технического ресурса (и соответственно надежности) французских контактов.

6. Микротвердость покрытия на французском стержневом контакте более, чем на 50% превышает микротвердость покрытия на отечественном контакте, при этом микротвердости покрытий на ламелях имеют близкие значения. Это обеспечивает повышенную износостойкость французских контактов при близких значениях фактической площади контакта A_r (в условиях равного нагружения).

7. В целом, с учетом всех изученных факторов, можно ожидать, что фактическая площадь контакта A_r (через которую протекает электрический ток) между стержневым контактом и ламелями во французской контактной паре будет, по меньшей мере, на 50 % больше, чем в отечественной контактной паре.

Испытания показали, что большую роль в улучшении факторов, влияющих на надежность электрического контакта, играет качество поверхности контактов и наносимых на них серебряных покрытий.

ИЗГОТОВЛЕНИЕ КОНТАКТНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ НА ОСНОВЕ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ

MANUFACTURING OF CONTACT ELEMENTS ON THE BASIS OF ALUMINUM ALLOYS

Д.В.Губарев – асп., **Ю.Н.Губарева** – асп.
ФГБОУ ВПО "СамГТУ"

Abstract. We investigated a variety of technologies for copper underlayer aluminum-based systems producing high-quality parts. Considered higher speed spraying and detonation spraying of copper powder materials. Also represented purpose programmable system for local application of wear-resistant coatings of a wide spectrum which can be used for anti-friction, anti-corrosion and art decorative metal surface treatment processes and optimize the treatment of materials.

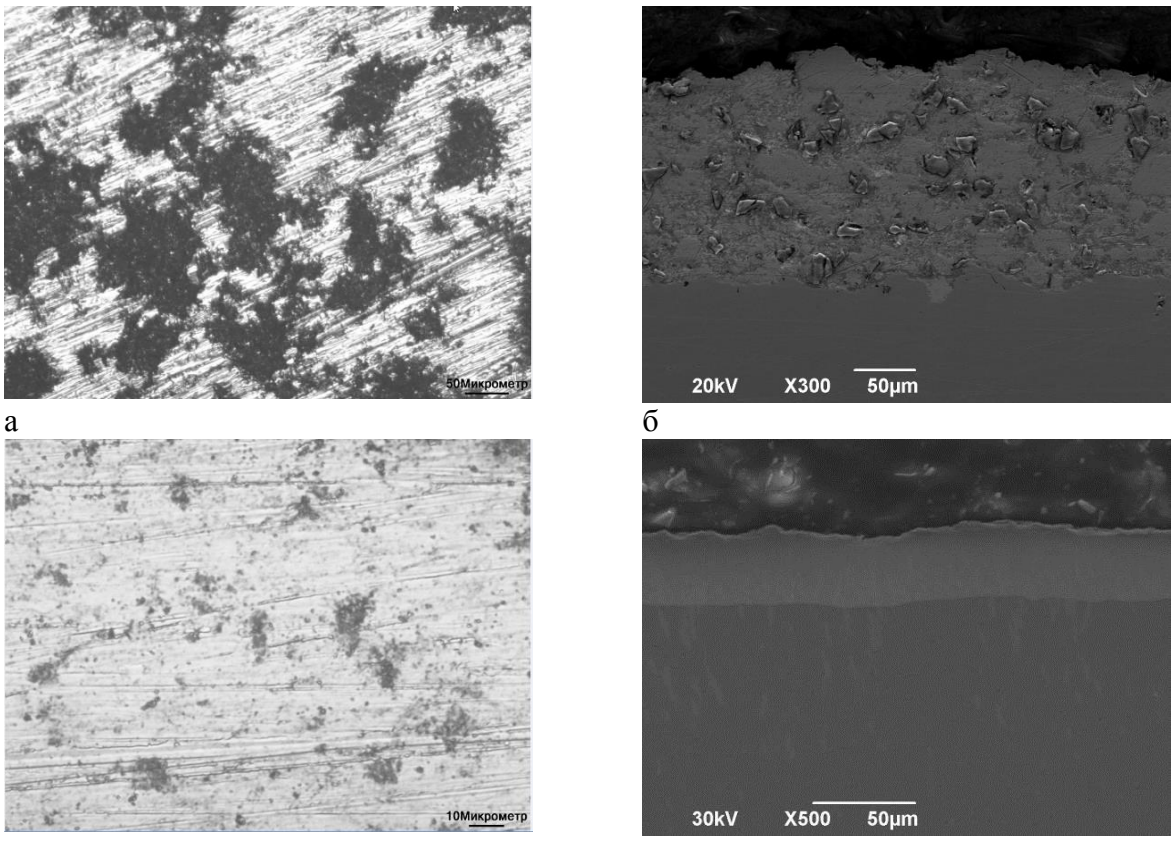
В контактных группах электрических аппаратов традиционно используются медные детали с токопроводящим серебряным покрытием. В связи с дороговизной меди в настоящее время все чаще в качестве основы используют более легкие и дешевые алюминиевые сплавы. При этом возникает ряд проблем, особенно в плане обеспечения требуемой прочности сцепления серебряных покрытий с основой. Не только серебро не имеет прочную адгезионную связь с алюминиевой поверхностью, но даже традиционно используемый медный (или никелевый) подслой также проблематично осаждать на алюминиевую подложку гальваническим методом.

1. Сравнительный анализ методов нанесения медных покрытий на основу из алюминиевых сплавов

Для решения вышеизложенной проблемы были исследованы различные технологии получения медного подслоя на алюминиевой основе, обеспечивающие получение качественных деталей. Рассматривались технологии высокоскоростного напыления и детонационного напыления меди из порошковых материалов. Для этого использовались промышленно выпускаемые установки «Димет» и автоматизированный детонационный комплекс «Дракон». Работы проводись в лаборатории наноструктурированных покрытий ФГБОУ ВПО СамГТУ.

Оба рассматриваемых метода являются газодинамическими, в которых твердые металлические частицы разгоняют до сверхзвуковой скорости и обеспечивают их сцепление с подложкой и друг с другом за счет адгезионных сил. Однако эти методы имеют и ряд существенных различий по технологическим режимам напыления и качеству формируемого слоя.

При использовании установки «Димет» ускорение частиц до нужных скоростей осуществляется сверхзвуковым воздушным потоком, в который дополнительно вводят абразивные керамические порошки, которые необходимы для срезания окисной пленки с основы для лучшего сцепления покрытия. При этом скорости частиц, как правило, находятся в пределах 400…500 м/с, а температура частиц в потоке недостаточна для перевода их в пластическое состояние. При наращивании медных покрытий это приводит к формированию слоя с высокой пористостью (до 20%) из-за невозможности неполного сцепления частиц меди. При этом в порах содержится воздух, который не только может продолжать окисление покрытия изнутри, но и образовывать вздутия при нагреве на беспористых серебряных покрытиях, наносимых поверх медной пленки. Пористость покрытий, полученных различными методами, показана на рис. 1.

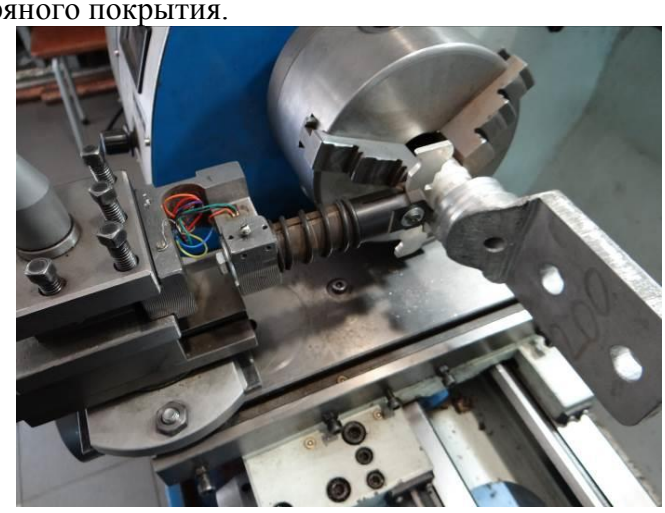


а б

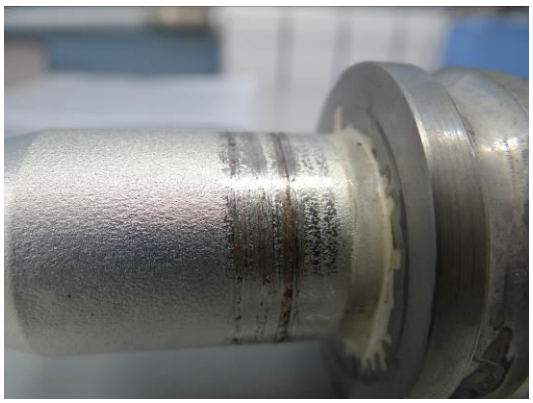
в г

Рис. 1. Пористость медных покрытий, сформированных с помощью установки «Димет» (а, б) и детонационным комплексом «Дракон» (в, г)

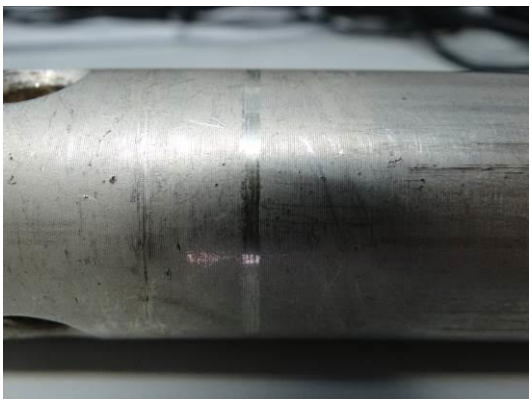
Частицы абразива, остающиеся после напыления в материале покрытия, повышают абразивность формируемого слоя. Недостаточная кинетическая энергия частиц не обеспечивает достаточно полного сцепления частиц меди с алюминиевой подложкой, при этом адгезия на отрыв не превышает 1 МПа, это неизбежно создаст трудности (отслаивания) при последующей механической обработке покрытия. Хрупкость покрытия приводит к его ускоренному разрушению при контактной усталости. Это подтверждают триботехнические испытания контактной пары «стержневой контакт – ламель» (рис. 2). Испытания проводили при нагрузке на контакт – 5 кгс (соответствует эксплуатационным нагрузкам), частоте вращения 60 об/мин и числе циклов нагружения 300. При напылении подложки с помощью установки «Димет» наблюдается разрушение подложки с отслаиванием серебряного покрытия.



а



б



в

Рис. 2. Испытания деталей многослойными покрытиями: вид установки для испытаний на циклическую стойкость (а); вид покрытия, сформированного с помощью установки «Димет» (медная подложка) после испытаний (б); вид покрытия, сформированного с помощью установки «Дракон» (медная подложка) после испытаний (в)

При напылении медных покрытий детонационным комплексом «Дракон» метание частиц происходит в результате взрыва детонирующей ацетилен-кислородной газовой смеси, в результате чего частицы не только приобретают наиболее высокую скорость (850…1000 м/с) по сравнению со всеми известными методами газодинамического напыления, но также получают нагрев до пластичного состояния, близкой к температуре плавления. При этом детонационная камера и ствол пушки после каждого взрыва продуваются инертной средой – азотом, исключающим окисление частиц меди при напылении на поверхность. Высокая кинетическая энергия частиц обеспечивает наиболее их полное прилегание с основой, создавая высокую степень прочности сцепления с основой (15…20 МПа), что позволяет производить последующую механическую обработку покрытия (шлифование) под последующее осаждение токопроводящего серебряного покрытия. Детонационное покрытие имеет низкую пористость (не более 5%), что обусловливает повышенные механические свойства покрытия и формирует хорошую основу под последующее серебрение.

Проведенный сравнительный анализ показал, что детонационный метод напыления медного подслоя на основу из алюминиевых сплавов обладает рядом неоспоримых преимуществ и в настоящее время не имеет реальной альтернативы.

2. Установка для локального нанесения износостойких защитных покрытий

Процесс нанесения покрытий цветных металлов нашел широкое применение во всех отраслях промышленности, включая машиностроение, приборостроение, легкую промышленность и ювелирную промышленность. На сегодняшний день для нанесения покрытий традиционно используют крупногабаритные ванны, требующие дополнительного оснащения вентиляционной и коммуникационной системой. Однако нанесение покрытий в гальванических ваннах имеет ряд недостатков. Во-первых, в ваннах сложно обеспечить качественное осаждение покрытий на поверхностях со сложной формой, особенно если электролит имеет недостаточную рассеивающую способность. Помимо этого, технологическое оснащение гальванического производства имеет существенный недостаток, связанный с ограниченностью его перемещения и размещения, с чем зачастую сталкиваются малые предприятия и организации. С экономической точки зрения окупаемость такого производственного оборудования занимает довольно продолжительное время в связи с высокими затратами на отладку и его ремонт, либо просто не перекрывается получаемой прибылью от реализации готовой продукции.

В лаборатории наноструктурированных покрытий СамГТУ был разработан универсальный программируемый комплекс для локального нанесения износостойких защитных покрытий широкого спектра, который может быть использован для

антифрикционной, антикоррозионной и художественно-декоративной обработки металлических поверхностей и оптимизации технологических процессов обработки материалов. Общий вид универсального программируемого комплекса представлен на рис. 3. Новизна разработанного комплекса заключается в обеспечении возможности электролитического нанесения (ручного или автоматизированного) покрытий на локальные участки металлических поверхности со сложным профилем с использование нестационарных токовых режимов. Прибор позволяет наносить покрытия из различных металлов, таких как серебро, золото, никель, цинк, медь, железо, хром.

Предлагаемый комплекс имеет ряд преимуществ по сравнению с имеющимися приборами для вневанного метода электроосаждения:

1) меньшие массогабаритные характеристики;

2) отсутствие дополнительных емкостей для электролита;

3) использование автономного источника питания;

4) автоматизированный источник питания позволяет в широких диапазонах управлять технологическими режимами осаждения;

5) возможность создания покрытий с положительным градиентом по твёрдости;

6) программирование последовательности технологических режимов осаждения обеспечивает формирование покрытии с возможностью оптимизации и сохранения выбранных программ для комплектов деталей различной конфигурации и использование данного комплекса в научно-исследовательских целях;

7) стоимость комплекса значительно ниже имеющихся аналогов.

Рис. 3. Общий вид универсального программируемого комплекса

Устройство для нанесения электрохимических их покрытий (карандаш) (рис. 4) состоит из корпуса 1, в который вставлен пористый стержень (тампон) 3, пропитанный электролитом, связанный с одной стороны с фетровым наконечником 4, который служит в качестве пера, а с другой стороны с анодом 5, представляющего собой металлический стержень, который в свою очередь сообщается с источника тока с помощью гибкого полутораметрового многожильного медного провода, на одном конце которого имеется зажим (типа «крокодил»), что позволяет упростить процесс осаждения в труднодоступных областях обрабатываемой поверхности, где исключается возможность непосредственной установки блока управления источника. На обратном конце проводника имеется разъем BNC, позволяющий производить легкую и надежную фиксацию контактов, исключая возможность разрыва электрической цепи в процессе электрохимического осаждения. Корпус гальванического карандаша, полый, изготовлен из химически стойкого полипропилена, имеет эргономичную форму, удобную для рук для необходимой продолжительной работы. Габаритные размеры корпуса карандаша: длина l = 1210 мм,

диаметр d= 25,5 мм, толщина стенки s = 1,75 мм. Материала корпуса препятствует испарению электролита, сохраняя высокую герметизацию в местах резьбового соединения, а также в местах посадки с натягом составных компонентов устройства, таких как колпачки и переходные втулки и уплотнения. Тампон выполнен из абсорбирующего материала (нейлона), обеспечивающий возможность своей максимальной пропитки и сдерживания в себе всего объема раствора электролита. Дозаправку электролита производят через технологическое отверстие во втулке 12.

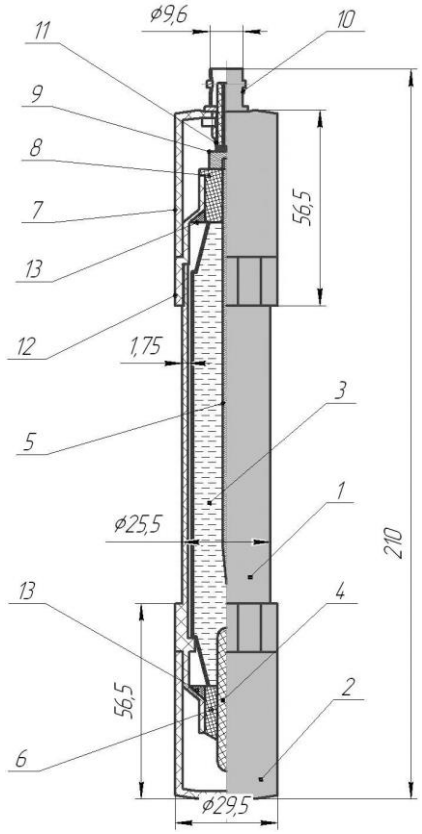


Рис. 4. Конструкция устройства для нанесения электролитических покрытий: 1 – корпус, 2 – колпачок, 3 – тампон, пропитанный электролитом, 4 – наконечник (перо), 5 – металлический стержень анода, 6 – переходная втулка, 7 – разъемный колпачок, 8 – посадочная втулка, 9 – контакт подпятник, 10 – разъем BNC, 11 – пружинный контакт, 12 – свинчиваемая втулка, 13 – эпоксидный герметик

Перед использованием устройства с корпуса снимают колпачок, и гибкий провод соединяют с источником тока, который в свою очередь подключается с помощью зажима к обрабатываемой поверхностью. Затем с легким прижимом трут заостренным концом стержня по участку обрабатываемой поверхности, на который необходимо нанести покрытие. При этом замыкается электрическая цепь от положительного полюса источника тока через анод, электролит, обрабатываемую поверхность, гибкий провод на отрицательный полюс источника тока. Покрытие получается в результате восстановления ионов металла, содержащихся в электролите, на катоде, в роли которого выступает обрабатываемая поверхность. В случае использования растворимых анодов в процессе эксплуатации потребуется их периодическая замена.

Технические параметры комплекса: скорость осаждения: 0,01-0,1 мкм/мин; 2. выходная плотность тока – 1….100 А/дм^2; шаг регулирования +/-0,1 А/дм^2; количество возможных программ – 10 шт.; максимальная частота импульсов – 1 кГц; время автономной работы – до 8 часов; объем электролита – 120 мл.; потребляемая мощность – 27 Ватт; масса комплекса – 3 кг.

ТЕХНОЛОГИИ УЛУЧШЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ИНСТРУМЕНТОВ ДЛЯ ОПИЛИВАНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

TECHNOLOGY TO IMPROVE THE PERFORMANCE OF TOOLS FOR FILING OF SURFACE

Ю.Н.Губарева – асп.
ФГБОУ ВПО "СамГТУ"

Abstract. The paper presents three methods to improve the performance of instruments for filing surfaces, based on the application of hard coatings. One of the designs submitted file holder is aimed at improving the efficiency of the tool due to the effect of the self-sharpening teeth of files. To study this effect, numerical analyzes of the field distribution of stresses, strains and displacements in the contact area of the tooth surface of the workpiece with a file holder, made in the software package ANSYS. It is also presented the design of files with anti-stuffing chrome-plated and diamond-hard abrasive coating.

Несмотря на то, что за последнее время ручная опиловка в значительной мере стала заменяться машинной обработкой (строжкой, фрезеровкой, шлифовкой), все же остается еще много видов работ, которые выгоднее выполнять с помощью напильника. Следует, однако, отметить, что, хотя напильник и является одним из старейших инструментов, конструкция его до сих пор изучена мало. Известно, что в течение сотен лет напильник претерпел много изменений; неоспоримо и то, что современные методы производства оставляют желать много лучшего.

В лаборатории наноструктурированных покрытий СамГТУ разработан ряд новых конструкций напильников, основанных на применении высокопроизводительных технологий нанесения твердых покрытий для формирования рабочей поверхности инструмента. Это позволит повысить стойкость инструмента, его эффективность и, в ряде конструкций, снизить себестоимость напильников.

1. Конструкция напильников с ориентированным ростом кристаллов покрытия

Представленная конструкция инструмента основана на том, что на металлическую заготовку наносят твердое абразивное покрытие. В качестве абразивного покрытия наносят твердое детонационное покрытие (твердосплавное, металлокерамическое, керамическое и др.), степенью абразивного действия которого управляют выбором толщины напыленного слоя, выбором дисперсности и материала напыляемых частиц, а также направлением детонационной обработки заготовок. При этом используется естественное свойство детонационных покрытий приобретать при многослойном напылении равномерный твердый шероховатый слой по всей обрабатываемой поверхности.

Исследования показали, что чем толще наносимый слой и крупнее частицы напыляемого материала, тем достигается более высокая шероховатость и абразивное действие покрытия. Напыление покрытия под определенным углом наклона к поверхности вызывает образование характерных микро- и макровыступов (рис. 1), ориентированных в сторону вылета частиц из ствола детонационного комплекса и играющих роль твердых зубьев при опиливании поверхностей. Такие «зубья» (рис.2), сформированные твердосплавным покрытием (твердостью до 1500 кгс/мм^2) способны срезать микростружку даже с закаленных стальных деталей (твердостью до 600 кгс/мм^2).

В данном методе впервые был использован эффект первичной анизотропии для повышения прочности «зубьев» напильника. Механизм образования монокристаллических зубьев объясняется наличием в потоке продуктов детонации двух групп частиц напыляемого порошка. Первая группа формирует фронт быстрых и легких

частиц, которые достигают поверхности в расплавленном состоянии и начинают формировать на подложке поликристаллический слой покрытия. За первой группой следует поток крупных нерасплавленных частиц, имеющих меньшую скорость, которые «бомбардируют» сформировавшееся покрытие и повреждают кристаллы покрытия с «неблагоприятно» ориентированной кристаллической решеткой. Таким образом, при каждом выстреле происходит наращивание кристаллов с благоприятно ориентированной решеткой. Что приводит к формированию характерной геометрии покрытия с ориентированными, навстречу детонационному потоку, «зубьями».

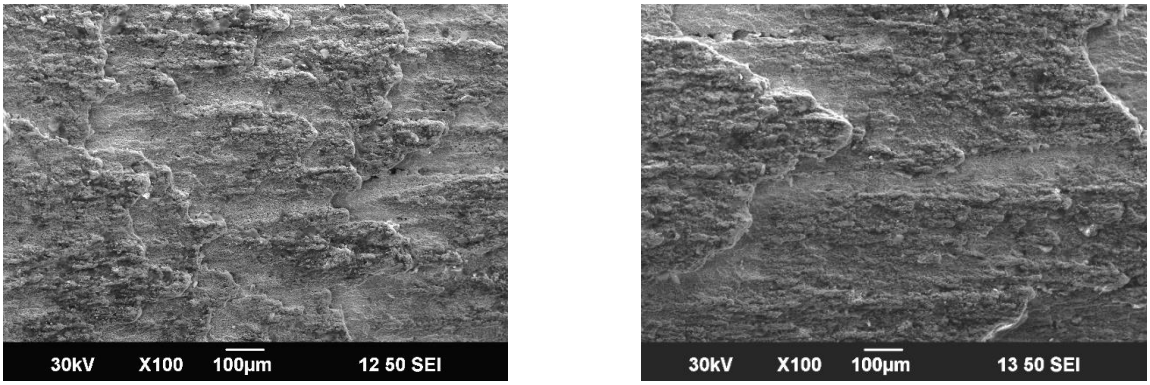


Рис. 1. - Образование ориентированных выступов при наклонном напылении твердосплавного покрытия (ВК-12)

Рис. 2. – Монокристаллы корунда в виде «зубьев», сформированные при напылении керамического покрытия. Видна ориентация кристаллов в направлении потока напыляемых частиц

Высокая производительность описанной технологии обусловлена тем, что современные автоматизированные детонационные комплексы (АДК) («Обь», «Дракон» и др.) для напыления порошковых материалов позволяют наносить до 3-х килограмм покрытия в час. Скорострельность АДК составляет 10…20 выстрелов в секунду. За каждый происходит напыление слоя толщиной 15 мкм на площади 5 см^2. Это позволяет поучать формировать абразивный слой за несколько секунд. Кроме того, твердосплавное покрытие в качестве абразивного материала обладает более высокой коррозионной стойкостью, износостойкостью и красностойкостью, чем стальные напильники и более высокой термостойкостью, чем алмазные напильники. В качестве основы под покрытие можно брать недорогие металлы (низкоуглеродистые стали и т.п.). Прочная связка между частицами напыленного абразивного слоя позволяет повысить стойкость инструмента и исключить шаржирование абразивных частиц в обрабатываемую поверхность, что позволяет их использовать при обработке поверхностей трения. Производство абразивного инструмента с помощью детонационных методов позволяет значительно снизить себестоимость изготовления единицы продукции, а также требует гораздо меньше производственных площадей. Использование при напылении энергии газов позволяет снизить расходы электроэнергии в инструментальном производстве.

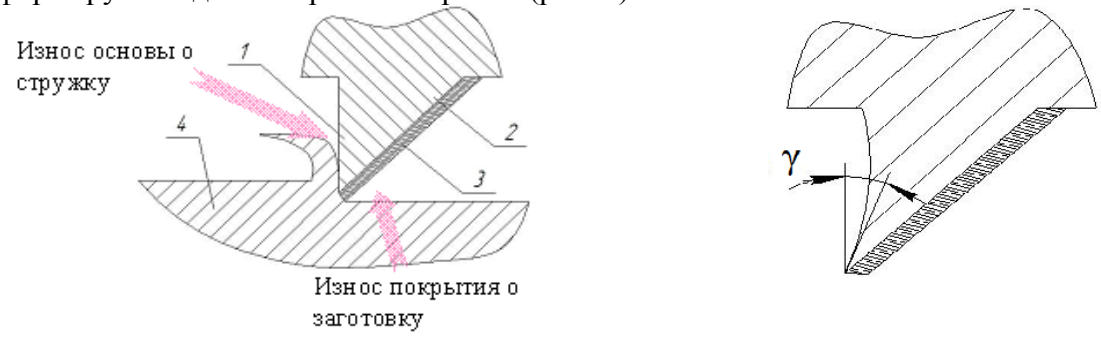
2. Напильники с антисальниковыми покрытиями

При обработке мягких материалов (полимеров, пластичных металлов) возникает проблема быстрого засаливания рабочей поверхности. В этом случае эффективно использование твердых композиционных покрытий, имеющих высокую износостойкость и малый коэффициент трения в контакте с обрабатываемым материалом. К таким покрытиям относится, например, хром-алмазное покрытие, формируемое электрохимическим методом при введении в электролит хромирования суспензии ультрадисперсных алмазов. Подобные технологии широко применяются в настоящее время для повышения стойкости инструмента. Обработка рабочей поверхности хром-алмазным покрытием повышает стойкость инструмента, но при этом усложняется технология изготовления и возникают проблемы с утилизацией шестивалентного хрома, что отражается в росте его себестоимости. Образцы таких напильников приведены на рис. 3.

Рис. 3. Нанесение на рабочие поверхности напильника износостойкого хром-алмазного покрытия

3. Напильники с самозатачивающимися режущими кромками

Разработка данной конструкции направлена на повышение эффективности инструмента для опиливания поверхностей, за счет реализации эффекта самозатачивания зубьев напильников. Технология изготовления такого инструмента включает следующие операции. Изготавливают металлическую заготовку для напильника необходимой формы и размеров. В качестве материала заготовок используют любые недорогие марки малоуглеродистых сталей (например, сталь 2, сталь 3, сталь 10 и т.д.). Это позволяет снизить себестоимость напильников. На рабочих поверхностях заготовок формируют зубья, необходимой формы и размеров любым известным методом (например, фрезерованием, насеканием, протягиванием и т.д.). На спинки зубьев наносят твердое покрытие (например, хром, нитрид титана, твердый сплав и др.) любым известным методом (например, детонационным напылением, осаждением из паровой фазы и др.) не искажающим форму зубьев. В процессе эксплуатации таких напильников у каждого зуба формируются две поверхности трения (рис. 4).



а б

Рис. 4. Иллюстрация эффекта самозатачивания зуба инструмента: а – зуб в исходном состоянии,

б – форма зуба после изнашивания об обрабатываемую поверхность и о стружку

Режущая поверхность зуба 1 изнашивается при трении о стружку и передний угол γ зуба напильника будет увеличиваться. С увеличением переднего угла облегчается резание зуба в металл, уменьшается деформация срезаемого слоя, улучшается сход стружки,

уменьшается сила резания и улучшается качество обработанной поверхности. Спинка зуба 2, защищенная твердым покрытием слоем 3, при трении об обрабатываемый материал 4 будет изнашиваться медленнее, чем режущая поверхность и заостряться на вершине зуба. В итоге зубья напильников при эксплуатации примут заостренную форму (эффект самозатачивания) (рис.4, б), что обеспечит повышение стойкости напильников при сохранении высоких режущих свойств. Данный эффект будет сохраняться до полного изнашивания зубьев по высоте.

На рис. 5 а-д показаны основные операции изготовления напильников по новой технологии.

Рис. 5. Стадии изготовления напильника: а – стальная полоса (сталь 10); б – обрезка полосы;
в – шлифование заготовки в требуемый размер; г – формирование зубьев; д – детонационное напыление твердого сплава

Для обоснования указанного эффекта проведены численные анализы распределения полей напряжений, деформаций и перемещений в области контакта зуба напильника с поверхностью заготовки. Для этого в программном пакете ANSYS разработана двухмерная конечно-элементная модель взаимодействия режущей кромки с обрабатываемой деталью. В качестве модельного образца выбран зуб напильника из стали У8 с нанесенным покрытием из ВК6. На первом этапе была создана геометрическая модель двух элементов: зуба напильника и материала заготовки. Общий вид модели после разбиения на конечные элементы представлен на рис.6.

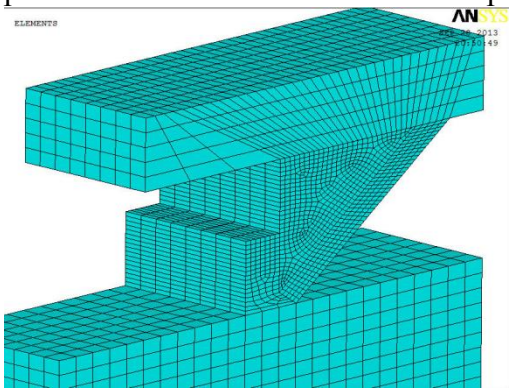


Рис. 6. Конечноэлементная модель. Сетка сгущена в зоне контакта.

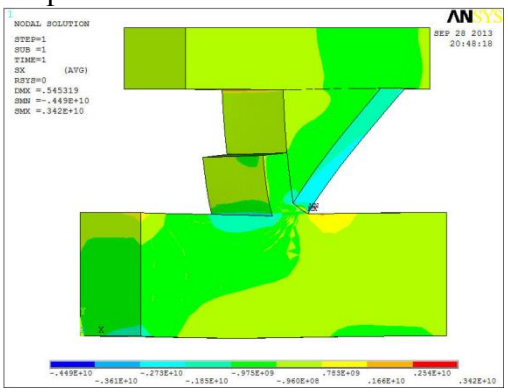


Рис. 7. Напряжения по оси X (по горизонтали).

Закреплялись грани обрабатываемой детали (неподвижно). Напильнику задавалось перемещение 0,5 мм по оси X (горизонтально влево). Результаты моделирования полей напряжений и перемещений при резании приведены на рисунках 7-10. Напряжения на передней стенке зуба (рис.7, 8) приводят к нагреву и изнашиванию материала напильника

в месте контакта зуба с заготовкой, в результате чего реализуется эффект самозатачивания зубьев напильников. Напряжения, наблюдаемые на спинке зуба, не представляют опасности, т.к. покрытие из твердого сплава обладает высокой прочностью и износостойкостью. Анализ перемещений и напряжений (рис. 7-10) свидетельствует о возникновении условий срезания стружки с обрабатываемой поверхности.

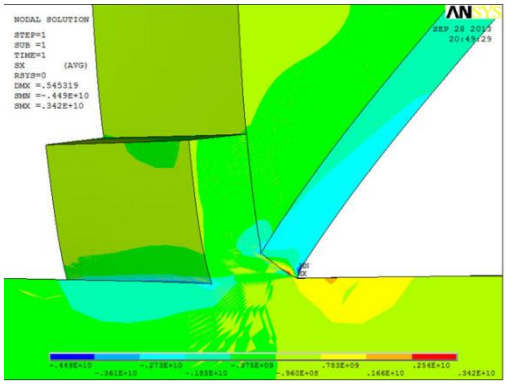


Рис. 8. Напряжения по X (увеличено)

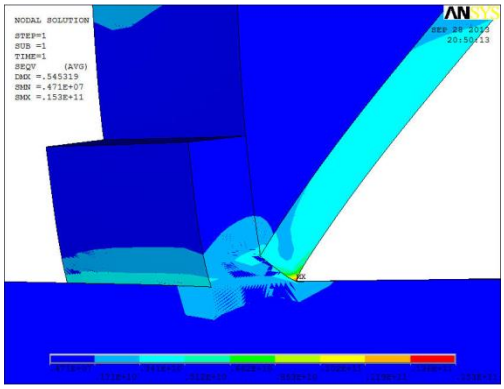


Рис. 9. Напряжения по Мизесу

Видно, что в покрытии напряжения большие (голубые цвета). В зубе напряжения меньше (зеленые и темно-зеленые), но на вершине зуба – тоже большие, голубые.

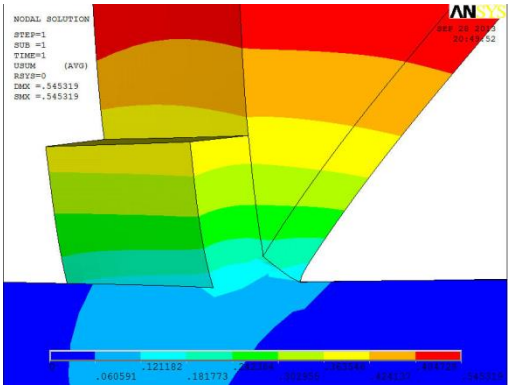


Рис. 10. Поле перемещения зуба напильника относительно заготовки. Суммарное перемещение

ЛИТЕРАТУРА

1. Патент РФ № 2120842. Способ изготовления напильников/ Головач В.А. Опубл. 27.10.1998.

2. Патент РФ № 2362666. Способ получения абразивного алмазного инструмента/ Соколов Е.Г., Соколов Г.Я., Грознов Р.И. Опубл. 27.07.2009, бюл. №21.

3. Ненашев М.В., Деморецкий Д.А., Журавлев А.Н. Металлообрабатывающий инструмент со сменными режущими пластинами [Текст] // Известия Самарского научного центра Российской академии наук, 2012. - том 14 №1 (2). – С.406–408.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И УПРАВЛЕНИЕ РОСТОВЫМИ ПРОЦЕССАМИ В ЖИВЫХ ТКАНЯХ

MATHEMATICAL MODELING AND CONTROLLING GROWTH PROCESSES IN LIVING TISSUES

О.Ю. Долганова - асп.

Abstract: The work proposed an original way to solve the problem of presurgeon treatment of congenital cleft palate. It involves individual treatment planning as a result of management by growth strain. The treatment of the congenital cleft of the hard palate is considered as an independent deformation control problem by growth strain. The force-searching algorithm allows finding efforts to create desired growth strain in the body to form palate arch.

Сегодня математическое моделирование нормальных и патологических ростовых процессов, происходящих в организме, является одним из самых актуальных направлений в научных исследованиях [3]. Именно рост является общебиологическим свойством живой материи и входит в число основных составляющих биологического развития [1]. Для исправления некоторых патологий развития у детей вопросы моделирования роста живой ткани и управления ростом являются первостепенными. В данной работе рост понимается как изменение формы тела вследствие накопления ростовой деформации.

Управление ростом является необходимой составляющей в достижении положительных клинических результатов ортопедического лечения. Ортопедическое лечение понимается как создание в костной структуре полей деформаций, вызывающих адаптивный рост. Управление ростом живой системы реализуется как решение задачи математического управления деформациями системы с помощью ростовой деформации из предположения ее совместности. Моделируемая живая система – твердое нёбо пациента с заболеванием «волчья пасть» [2].

В основе работы лежит технология с применением математического метода управления деформациями системы, реализованного в виде алгоритма управления. Целью управления является создание правильной нёбной дуги из двух разобщенных фрагментов твердого нёба. Математический алгоритм, реализованный в рамках конечно-элементной модели исследуемой системы, позволяет вычислять усилия и время их приложения (период лечения), необходимые для того, чтобы сблизить фрагменты еще до хирургического вмешательства и провести более щадящую операцию по их сшиванию. На основе вычислительного эксперимента сформулированы технические требования к конструкции ортопедического аппарата для создания им заданных усилий во рту пациента.

Биомеханическое обоснование конструкции ортопедического аппарата для обеспечения им оптимального по величине и направлению воздействия на костную ткань может являться дополнительным инструментом в планировании лечения пациентов с вышеуказанным дефектом. Надежность фиксации и оказание заведомо верного направления усилий в ткани позволит сократить сроки реабилитации пациентов и уменьшить вероятность реопераций.

ЛИТЕРАТУРА

1. Rodriguez E.K., Hoger A., McCulloch A.D. Stress dependent finite growth in soft elastic tissues //J. Biomech. 1994. V. 27. № 4. P. 455–467.
2. Лохов В.А., Долганова О.Ю. Алгоритм поиска оптимальных усилий для лечения двусторонней расщелины твердого нёба // Российский журнал биомеханики. – 2012. –Т. 16, № 3 (57). – С. 42–56.
3. Петров И.Б. Математическое моделирование в медицине и биологии на ос-нове моделей механики сплошных сред // ТРУДЫ МФТИ, 2009, Том 1, № 1.

УПРУГОПЛАСТИЧЕСКИЕ ВОЛНЫ В СТЕРЖНЕ (ПО ТЕОРИИ БИШОПА) ИЗ МАТЕРИАЛА С ЛИНЕЙНЫМ УПРОЧНЕНИЕМ

ELASTOPLASTIC WAVES IN A ROD (ON BISHOP'S THEORY) OUT OF LINEARLY HARDENED MATERIAL

А.М. Доронин – асп.
Институт проблем машиностроения РАН

Abstract. Stationary elastoplastic waves in an infinite rod out of linearly hardened material are considered. The partial differential equation of motion is reduced to the equation of oscillator with quadratic nonlinearity. Phase portraits of system for various velocities of the wave are plotted. Qualitative behavior of solitary solutions of the wave equation is described.

В статье рассмотрен бесконечный стержень постоянного поперечного сечения, который до момента времени t=0 находился в покое – в недеформированном состоянии. Материал стержня линейно упрочняющийся, схематизированная диаграмма деформирования которого представлена на рис.1.

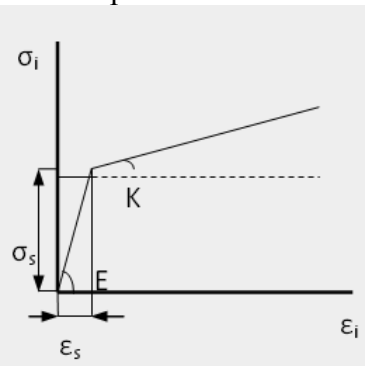


Рис.1. Схематизированная диаграмма деформирования материала с линейным упрочнением

Здесь E – модуль упругости материала, K – модуль упрочнения, ε_s – величина упругой деформации, σ_s – величина предела упругости, σ_i – интенсивность напряжений, ε_i – интенсивность деформаций. В случае одноосного напряженного состояния $\sigma_i=\sigma$, $\varepsilon_i=\varepsilon$.

Соотношения деформация-перемещение [1]:

$$\varepsilon = \left(1+\frac{1}{2}\frac{\partial u}{\partial x}\right)\frac{\partial u}{\partial x}. \tag{1}$$

Зависимость напряжений от деформаций [2]:

$$\sigma(\varepsilon) = \begin{cases} E\varepsilon, \varepsilon \le \varepsilon_s \\ \sigma_s + K(\varepsilon - \varepsilon_s), \varepsilon > \varepsilon_s \end{cases}. \tag{2}$$

Уравнение продольных колебаний стержня в рамках модели Бишопа [3]:

$$\rho F\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \rho\nu^2 I_0\frac{\partial^4 u}{\partial x^2\partial t^2} + \nu^2\mu I_0\frac{\partial^4 u}{\partial x^4} = F\frac{\partial \sigma}{\partial x}. \tag{3}$$

Здесь F – площадь сечения стержня, ρ – плотность материала, ν – коэффициент Пуассона, I_0 – полярный момент инерции сечения стержня, μ – сдвиговой модуль упругости.

Подставляя (2) в (3) при условии наличия пластических деформаций, получим:

$$\rho F\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \rho\nu^2 I_0\frac{\partial^4 u}{\partial x^2\partial t^2} + \nu^2\mu I_0\frac{\partial^4 u}{\partial x^4} = FK\frac{\partial}{\partial x}\left(\left[\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{1}{2}\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2\right]\right). \tag{4}$$

Будем искать стационарные волновые решения данного уравнения:

$$u = u(\xi) = u(x - Vt),$$

где V – скорость волны.

Введем обозначения: $U = \frac{du}{d\xi}$, $c_\tau^2 = \frac{\mu}{\rho}$, где c_τ – скорость поперечных волн.

После интегрирования уравнения по ξ окончательно получим:

$$\frac{d^2U}{d\xi^2} + aU + bU^2 = 0.$$

Это уравнение осциллятора с квадратичной нелинейностью. Здесь:

$$a = \frac{-c_k^2\left(1 - \frac{V^2}{c_k^2}\right)F}{\nu^2 r^2 c_\tau^2 (1 - \frac{V^2}{c_\tau^2})}, \quad b = -\frac{KF}{\rho\nu^2 I_0 c_\tau^2 (1 - \frac{V^2}{c_\tau^2})} = \frac{-c_k^2}{\nu^2 r^2 c_\tau^2 (1 - \frac{V^2}{c_\tau^2})},$$

$r = \sqrt{\frac{I_0}{F}}$ - радиус инерции стержня, $c_k = \sqrt{\frac{K}{\rho}}$ - скорость пластической волны.

Запишем первый интеграл этого уравнения:

$$\frac{1}{2}\left(\frac{dU}{d\xi}\right)^2 = E - \frac{a}{2}U^2 - \frac{b}{3}U^3,$$

где E – константа интегрирования, имеющая смысл начальной энергии.

Вид решений этого уравнения будет зависеть от скорости V.

1. $V<c_k<c_\tau$. При этом $a<0$, $b<0$. Этому случаю соответствует фазовый портрет, показанный на рис.2 [3]:

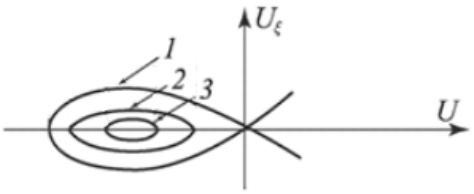


Рис.2. Фазовый портрет системы (случай 1): 1 - фазовая траектория, отвечающая сепаратрисному решению, 2 - фазовая траектория, отвечающая движению по замкнутой траектории вблизи сепаратрисы, 3 - фазовая траектория, отвечающая движению по замкнутой траектории вблизи положения равновесия типа «центр»

Для рассматриваемой задачи возможно лишь существование решения, которое отвечает движению по сепаратрисе, поскольку наличие постоянного слагаемого в U означало бы, что перемещения линейно возрастают, что недопустимо при данной постановке задачи.

Сепаратрисное решение, согласно [3], имеет вид:

$$U(\xi) = -\frac{3}{2}\left(1 - \frac{V^2}{c_k^2}\right)\operatorname{sech}^2\left(\frac{1}{2\nu r}\sqrt{\frac{c_k^2 - V^2}{c_\tau^2 - V^2}}\xi\right) = -\frac{A_c}{ch^2(\xi/\Delta)}, \qquad (5)$$

где $A_c = \frac{3a}{2b} = \frac{3}{2}\left(1 - \frac{V^2}{c_k^2}\right)$ и $\Delta = \sqrt{-6/bA_c} = 2/\sqrt{-a} = 2\nu r\sqrt{\frac{c_\tau^2 - V^2}{c_k^2 - V^2}}$ - амплитуда и длительность колебания соответственно.

Качественный вид решения (5) приведен на рис.3 при c_k=250 м/с, c_τ=300 м/с и скоростях V, равных 100 м/с, 150 м/с и 200 м/с.

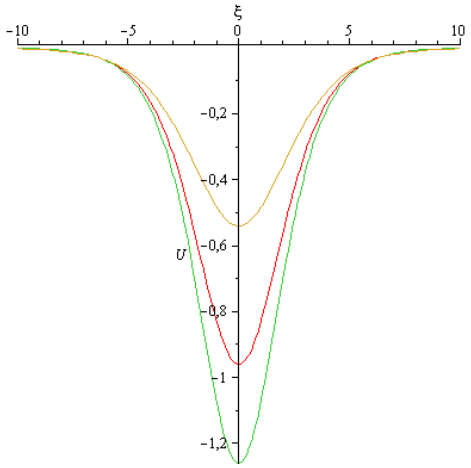


Рис.3. Качественный вид решений (5)

2. $c_k<V<c_\tau$. При этом $a>0$, $b<0$. Данному случаю соответствует фазовый портрет рис.4 [3]:

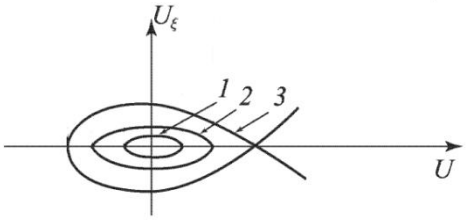


Рис.4. Фазовый портрет (случай 2)

Решения, имеющие физический смысл, следующие.

а) Периодические колебания вблизи сепаратрисы. Согласно[3]:

$$U(\xi)=-\frac{1}{2}\left(1-\frac{V^2}{c_k^2}\right)\frac{1}{\sqrt{1-s^2+s^4}}\left(\sqrt{1-s^2+s^4}-1-s^2\right)-\frac{3\left(1-\frac{V^2}{c_k^2}\right)}{2}\frac{s^2}{\sqrt{1-s^2+s^4}}sn^2(\omega\xi,s).$$

б) Квазигармонические колебания вблизи положения равновесия типа «центр» [3]:

$$U(\xi)=-\frac{3\left(1-\frac{V^2}{c_k^2}\right)}{4}\frac{s^2}{\sqrt{1-s^2+s^4}}\cos^2(\omega\xi),\quad \omega^2=\frac{-c_k^2\left(1-\frac{V^2}{c_k^2}\right)}{4\nu^2r^2c_\tau^2\left(1-\frac{V^2}{c_\tau^2}\right)\sqrt{1-s^2+s^4}}.$$

3. $c_k<c_\tau<V$. Данному случаю ($a<0$, $b>0$) соответствует фазовый портрет рис.5 [3]:

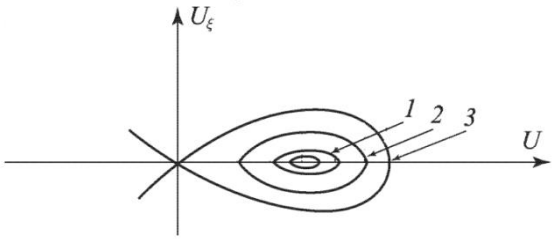


Рис.5. Фазовый портрет (случай 3)

Физический смысл имеет лишь сепаратрисное решение. Согласно [3]:

$$U(\xi) = -\frac{3}{2}\left(1-\frac{V^2}{c_k^2}\right)\operatorname{sech}^2\left(\frac{1}{2\nu r}\sqrt{\frac{c_k^2-V^2}{c_\tau^2-V^2}}\xi\right) = A_c ch^{-2}\left(\frac{\xi}{\Delta}\right), \qquad (6)$$

$$A_c = -\frac{3a}{2b} = -\frac{3}{2}\left(1-\frac{V^2}{c_k^2}\right), \quad \Delta = \sqrt{6/bA_c} = 2/\sqrt{-a} = 2\nu r\sqrt{\frac{c_\tau^2-V^2}{c_k^2-V^2}}.$$

Качественный вид решения (6) приведен на рис.6 при c_k=150 м/с, c_τ=300 м/с и скоростях V, равных 350 м/с, 500 м/с и 750 м/с.

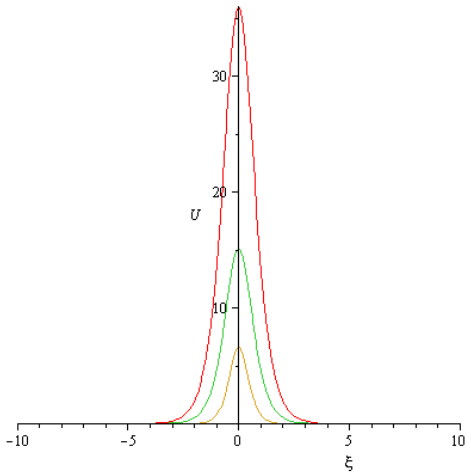


Рис. 6. Качественный вид решений (6)

ЛИТЕРАТУРА

1. Мастиновский Ю.В., Паршуков А.В. Упругопластические волны в стержне, свойства материала которого зависят от скорости деформирования // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні, 2008, №2.
2. Соколовский В.В. Теория пластичности. М.: Высшая школа, 1969, 608 с.
3. Ерофеев В.И., Кажаев В.В., Семерикова Н.П. Волны в стержнях. Дисперсия. Диссипация. Нелинейность. М.: Физматлит, 2002. 208 с.

ВЛИЯНИЕ СКОРОСТИ СКОЛЬЖЕНИЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРЕНИЯ НЕКОТОРЫХ ПЛАЗМЕННЫХ ОКСИДНЫХ ПОКРЫТИЙ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ

EFFECT SLIDING SPEED ON FRICTION CHARACTERISTICS OF PLASMA-SPRAYED OXIDE COATINGS BY ELEVATED TEMPERATES

А.Н.Зайцев[1] – асп., **Л.И.Куксенова**[1] – д.т.н., зав. лаб., **Б.Я.Сачек**[2] – к.т.н., **Ю.П.Александрова**[3] – к.т.н., доц.

[1]Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

[2]Институт проблем механики им. А.Ю. Ишлинского РАН

[3] «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)»

Abstract. The influence of the sliding rate to the friction and wear characteristics plasma-sprayed ceramic coatings (Al_2O_3-13%TiO_2, ZrO_2-8%Y_2O_3, Al_2O_3-modified) was investigated through pin-on-plate at high temperate, dates were correlated to micromechanical characteristics of coatings. Abrasion of the coatings couple with steel and bronze counterbody occurs through splats detachment by lower interlamellar cohesion.

ВВЕДЕНИЕ

Практический опыт и ряд исследований показали, что чистый оксид алюминия (напыленный) и композиционные покрытия на его основе обладают пониженными антифрикционными свойствами (коэффициент трения μ=0,5-0,95) и в ряде случаев характеризуются низкой износостойкостью в паре, как с одноименными материалами, так и с различными сплавами [1-5]. Плазменное напыление пока остается основным методом создания оксидных керамических покрытий, таких как Al_2O_3, Cr_2O_3, ZrO_2. Структура таких покрытий – слоистая, из сильно деформированных частиц, что неизбежно приводит к множеству видов разрушений возникающих фрикционных связей [6].

Условия эксплуатации термоядерных установок ТУ предъявляют высокие требования к электроизоляционным оксидным покрытиям (ЭИП) как по антифрикционным свойствам, так и по износостойкости [7-9]. В большинстве источников, касающихся применения ЭИП в ТУ, предлагается повысить их антифрикционные свойства и пластичность посредством напыления дополнительного внешнего слоя (Al_2O_3-13%TiO_2, NiCr, Cr_2O_3-20%NiCr) [1,9]. Также одним из эффективных способов повышения трибологических свойств оксидных покрытий является лазерное оплавление поверхностных слоев, позволяющее получать свойства близкие к спеченным материалам [10].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ И ЦЕЛИ РАБОТЫ

Необходимость выбора оптимальной конструкции ЭИП применительно к ТУ можно объяснить сложностью обеспечения одновременно высоких электроизоляционных и триботехнических свойств. Специфика эксплуатации материалов в ТУ накладывает жесткие требования по надежности (безотказность) в течение всего срока эксплуатации реактора. Во время работы ТУ велика вероятность возникновения ситуаций, способствующих созданию сложнонапряженного состояния, при котором будет иметь место неравномерный износ ЭИП из-за тепловых смещений и неполного прилегания ответной детали к покрытию, что в конечном итоге может привести к возникновению (росту) микротрещин, образованию сколов и как следствие нарушение электроизоляции детали.

Задачей данной работы является на основе экспериментальных данных оценить триботехнические характеристики, механизм износа плазменных оксидных покрытий (Al_2O_3-13%TiO_2, ZrO_2-8%Y_2O_3, Al_2O_3-модифицированный) в паре с нержавеющей сталью

316 L(N)-IG и бронзой БрАЖНМц9-4-4-1 в условиях сухого трения при повышенных температурах.

Цель настоящей работы – повышение сопротивления износу, снижение коэффициента трения плазменных ЭИП методами поверхностного оплавления и нанесения верхнего трибологического слоя, обеспечивая при этом сохранение электроизоляционных свойств основного покрытия.

МЕТОДЫ ИСПЫТАНИЙ

В качестве исходных материалов для исследуемых покрытий были взяты порошки Al_2O_3 (HCStarck Amperit 740.001, 22-45 мкм), Al_2O_3-13%TiO_2 (HCStarck Amperit 744.001, 22-45 мкм) и ZrO_2-8%Y_2O_3 (ДЦ-100, 40-100 мкм). Плазменное напыление осуществлялось на стандартном оборудовании УПУ-8М с использованием в качестве плазмообразующего газа аргон и азот. Подача порошка в плазмотроне осуществлялась в доанодную зону.

Измерения микротвердости и модуля упругости проводились для всех плазменных покрытий и материалов контробразцов на приборе Micro/Macro Scratch Tester (Nanovea, США) при следующих режимах: нагрузка 5 Н, скорость нагружения 5 Н/мин, скорость снятия нагрузки 4 Н/мин, время выдержки под нагрузкой 15 с. В каждой серии опытов было по 10 повторяющихся экспериментов (n). Микротвердость по Виккерсу рассчитывалась по глубине проникновения алмазного индентора в покрытие. Модуль упругости Е оценивался по нагрузочно-разгрузочной кривой с помощью программного обеспечения (Nanovea Indentation Testing v. 1.4.3 software) по методике Оливера-Фара [11].

Процессы трения и изнашивания исследуемых плазменных покрытий изучались на трибометре (UMT-2, США), который позволяет проводить испытания при повышенных температурах по схеме «пальчик-пластина» при возвратно-поступательном движении с заданной скоростью. При этом верхний образец (пальчик) закрепляется неподвижно, нижний приводится в движение кривошипно-шатунным механизмом трибометра.

В процессе испытаний была обеспечена непрерывная регистрация нормальной нагрузки N, коэффициента трения μ и объемной температуры в камере.

В качестве образцов использовались пластины из стали марки 40Х (50 мм × 20 мм ×10 мм), на одну из сторон которых наносилось исследуемое керамическое покрытие. Толщина напыленного слоя после напыления составляла от 300 до 350 мкм. Финишная подготовка образцов заключалась в шлифовальной обработки с использованием круга из материала карбида кремния зеленого (SiC, марка круга 64CF4606V). Толщина напыленного слоя после механической обработки 0,20-0,25 мм, шероховатость поверхности Ra=0,82-1,20 мкм. Поверхностное оплавление (модификация) было проведено на покрытиях Al_2O_3 после шлифовальной обработки на лазерной установке (МЛП2, Россия).

Пальчиковые образцы (контробразцы) представляли собой цилиндры (d=6 мм) из стали марки 316L(N)-IG и бронзы БрАЖНМц9-4-4-1. Шероховатость торцевых поверхностей пальчиков Ra=0,75-0,82 мкм.

Исследования влияния скорости скольжения на процессы трения и изнашивания осуществлялись при нагрузке Р=7 МПа (200 Н) и изменении скорости скольжения в диапазоне от $1 \cdot 10^{-4}$ м/с до $1 \cdot 10^{-2}$ м/с. Испытания износостойкости покрытий проводились при объемной температуре образцов 250 °С на воздухе.

В каждой серии опытов было проведено не менее 3-х одинаковых экспериментов (n=3). Весовой износ образца и контробразца определялся на аналитических весах с точностью ±0,1 мг. Пересчёт весового износа (Δm) в линейный (h) рассчитывался согласно уравнению

$$h = \Delta m / S_{mp} \rho , \qquad (1)$$

где S_{mp} − площадь трения образца или контробразца, ρ − плотность изнашиваемого материала. Линейная интенсивность изнашивания определялась из выражения

$$I_h = h / L, \qquad (2)$$

где L – путь трения соответственно образца или контробразца.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТОВ И ОБСУЖДЕНИЕ

Металлографические исследования структуры покрытий показали, что порошковые материалы при напылении имеют ярко выраженную слоистую структуру. Поверхность образцов из оксида циркония изобилует микротрещинами, которые имеют четко ориентированное направление после шлифовальной обработки (перпендикулярно движению шлифовального круга). Причиной возникновения микротрещин является наличие высокого уровня остаточных напряжений, причем, они присутствуют как до шлифовальной обработки, так и после. Это свидетельствует о том, что зарождение микротрещин происходит в процессе формирования покрытия, что можно объяснить наличием внутренних остаточных напряжений в процессе кристаллизации частиц порошка.

При этом открытая пористость, выровы, несплошности у покрытий ZrO_2-8%Y_2O_3 значительно меньше присутствуют в отличие от покрытий Al_2O_3 и Al_2O_3-13%TiO_2. Указанные дефекты являются, очевидно, результатом недостаточной температуры прогрева частиц и низкой скорости при подлете к подложке. В следствие этого, образующиеся конгломерированные участки покрытий (Al_2O_3, Al_2O_3-13%TiO_2) с заниженными характеристиками межслойной прочности сцепления отделяются во время шлифовальной обработки под действием сил резания.

Механические свойства оксидных покрытий и материалов контробразцов после шлифовальной обработки представлены в таблице 1.

Таблица 1. Микротвердость, модуль упругости и прочность сцепления исследуемых плазменных покрытий и материалов контробразцов

Состав порошковых материалов, мас %	Прочность сцепления [6], МПа	Микротвердость, $HV_{0,5}$, ГПа	Модуль упругости E, ГПа
Al_2O_3	20-30	1,9 ± 0,2	77 ± 7
Al_2O_3-13%TiO_2	18-25	-	-
ZrO_2-8%Y_2O_3	20-28	1,9 ± 0,3	63 ± 9
Материал контробразца			
316 L(N)-IG	-	1,9 ± 0,4	140 ±18
БрАЖНМц9-4-4-1	-	2,3 ± 0,3	79 ±6

Проведенные эксперименты показали не значительное изменение триботехнических свойств покрытий от скорости скольжения, изменение I_h не превышает один период и коэффициент трения практически не меняется.

Результаты исследований износостойкости плазменных оксидных покрытий при сухом трении и повышенной температуре представлены в Таблице 2. При данных условиях испытаний наибольшая износостойкость (I_h=5,5·10^{-6}-5,7·10^{-6}) наблюдается у модифицированного покрытия Al_2O_3 (лазерное оплавление).

Таблица 2. Результаты триботехнических испытаний плазменных оксидных покрытий

Покрытие	Пара трения	Коэффициент трения $\overline{f}$	Интенсивность изнашивания $\overline{I}_h \cdot 10^{-6}$
Al_2O_3+0,13TiO_2	Al_2O_3+0,13TiO_2	0,61±0,03	9,2±0,4
	Ст. 316L(N)-IG		5,2±0,4
	Al_2O_3+0,13TiO_2	0,48±0,04	15,3±0,6
	БрАЖНМц		10,1±0,3
ZrO_2+0,08Y_2O_3	ZrO_2+0,08Y_2O_3	0,6±0,01	12,2±0,3
	Ст. 316L(N)-IG		3,1±0,3
	ZrO_2+0,08Y_2O_3	0,48±0,02	3,8±0,7
	БрАЖНМц		2,8±0,3
Al_2O_3-модифицированный	Al_2O_3-м	0,56±0,03	5,7±0,4
	Ст. 316L(N)-IG		3,5±0,2
	Al_2O_3-м	0,45±0,02	5,5±0,3
	БрАЖНМц		6,2±0,5

Во всех проведенных экспериментах исходная (шлифованная) поверхность покрытий и торцевых поверхностей контробразцов становилась шероховатой. При первых актах взаимодействия между поверхностью покрытия и контробразца развивались большие контактные давления в местах внедрения микровыступов пар трения. Образующиеся мостики сварки непрерывно разрушались, приводя к деформированию поверхностных слоев покрытий. Разрушение мостиков происходило в объеме покрытия, т.е. прочность мостиков была выше прочности межслойного взаимодействия. Это указывает на то, что происходило когезионное разрушение покрытий.

Хрупкое выкрашивание и последующее дробление частиц покрытий приводит к образованию продуктов износа, способствующих усилению абразивного изнашивания. Таким образом, при трении плазменных оксидных покрытий происходит переход от адгезионного разрушения (в начале испытаний) к абразивному, чем и обуславливается высокие значения интенсивности изнашивания во всем диапазоне скоростей скольжения.

По мере приработки пар трения на поверхностях контробразцов образовываются канавки, борозды в направлении движения. Отмечены внедрения частиц покрытий в материалы контробразцов. На поверхностях покрытий образуются дорожки трения, в которых задерживаются продукты износа и как следствие происходит интенсификация разрушения поверхностных слоев.

Процесс износа контробразцов был настолько интенсивным, что образование защитной пленки (окислов) между контактирующими поверхностями не происходило и как следствие наблюдался высокий износ контробразцов.

Коэффициент трения исследуемых покрытий по бронзе примерно в 1,5 раза меньше, чем по стали ($\mu_{бр}$=0,43-0,50, $\mu_{ст}$=0,54-0,64), при этом минимальные значения характерны для модифицированного покрытия Al_2O_3.

ВЫВОДЫ

1. Проведены исследования триботехнических характеристик 3-х типов плазменных покрытий в паре со стальными и бронзовыми контробразцами. Определены коэффициенты трения сопряженных материалов и их износостойкость в зависимости от скорости скольжения при повышенной температуре.
2. Установлено, что в диапазоне скоростей от $1 \cdot 10^{-4}$ м/с до $1 \cdot 10^{-2}$ м/с при Р=7 МПа и температуре Т=250 °С износостойкость и коэффициент трения исследованных покрытий в паре как со сталью, так и с бронзой практически не зависят от скорости скольжения.

3. Изучение поверхностей трения с помощью РЭМ и оптического микроскопа показало, что износ протекает по механизму хрупкого разрушения в результате отрыва конгломерированных участков (ямочное разрушение) в зонах покрытия с низкой когезионной прочностью.
4. Анализ результатов исследований показал, что триботехнические свойства плазменных оксидных покрытий зависят технологических режимов напыления, обуславливающих когезионную прочность, анизотропию и уровень остаточных напряжений.
5. Проведенные исследования позволяют рекомендовать метод лазерного оплавления поверхностных слоев, как один из эффектных способов повышения триботехнических свойств плазменных электроизоляционных покрытий.

ЛИТЕРАТУРА

1. P.W. Trester, et.al. Selection and qualification of materials for relative motion and electrical isolation in a vacuum environment // Thin Solid Films. 1984. Vol. 119. P.113-120.
2. Lee S.W., Hsu S.H., Shen M.C. Ceramic Wear Maps: Zirconia // J. Amer. Ceram. Soc. 1993. Vol. 76. №. 8. P.1937-1947.
3. Becker P.C., Libsch T.A., Rhee S.K. Wear mechanisms of toughening zirconias // Ceram. Eng. And Sci. Proceed. 1985. №. 7, 8. P. 1040-1058
4. Xie Y., Hawthorne H.M. Wear mechanism of plasma-sprayed alumina coating in sliding contacts with harder asperities // Wear. 1999. Vol. 225–229. P. 90–103.
5. Fernandez J.E., Rodriguez R., Wang Y., Vijande R., Rincon A. Sliding wear of a plasma-sprayed Al2O3coating // Wear. 1995. Vol. 181–183. P. 417–425.
6. Балдаев Л.Х. Реновация и упрочнение деталей машин методами газотермического напыления // М.: Изд. «КХТ», 2004.-134 с.
7. M. Sabado. TFTR materials issues and problems during design and construction // Journal of Nucl. Materials.- May. 1984.- vol. 123, iss. 1-3.- P.1087-1098.
8. A. Rene Raffray, et.al. Overview of the design and R&D of the ITER blanket system // Fusion Eng. and Design.- Aug. 2012.- vol. 87, iss. 5-6.- P.769-776.
9. Material Assesment report 3.6 “Electrical-Insulation Ceramic Coating”. ITER_D_22eYPW v.2.0., 2004.
10. Sure J., Shankar A.R., Mugali U.K. Surface modification of plasma sprayed Al2O3–40 wt%TiO2 coatings by pulsed Nd:YAG laser melting // Optics &LaserTech. 2013 Vol. 48. P. 366-374.
11. Oliver W.C., Pharr G.M An improved technique for determining hardness and elastic modulus using load and displacement sensing indentation experiments // J. Mater. Res. 1992. Vol. 7 P. 1564–1583.

ИЗУЧЕНИЕ БИОМЕХАНИКИ ДТП, АСПЕКТОВ БЕЗОПАСНОСТИ ВОДИТЕЛЯ И ПАССАЖИРОВ С ПОЗИЦИИ… «ПОДЛОЖЕННОЙ СВИНЬИ»!

INVESTIGATION OF ROAD ASSIDENTS AND ASPECTS OF DRIVER'S AND PASSENGER'S SAFETY FROM THE POINT OF… "MEAN TRICK ON"!

Ю.С.Зюзин – студ., **В.В.Богданов** – к.т.н., доц.
Университет машиностроения (МАМИ)

Abstract. The report include some biomechanic's aspects of envestigating the process of frontal vehicle's crash with an obstacle from the points of experiments taking place in Europe with animals, in particular with pigs. The conclusion about advantages of the given method of carrying out of the crash-test to children's keeping seats are presents.

Аннотация. В докладе излагаются аспекты изучения биомеханики процесса фронтального столкновения легкового автомобиля с препятствием с позиции имевших место в Европе экспериментов с животными, в частности со свиньями. Делается вывод о преимуществах данного метода проведения краш-теста для детских удерживающих сидений.

Анализ информационных моделей аварийности показывает, что несмотря на осуществляемые мероприятия по предотвращению вероятности ДТП, в результате аварий ежегодно в мире погибает 300 тыс. человек и получают ранения около 10 млн. Менее 8 % ДТП обходится без травмирования пассажиров, около 38 % пострадавшим не удаётся полностью поправить здоровье. По данным ЕЭК ООН, жертвой ДТП становится едва ли не каждый десятый житель развитых стран, а каждые 3 минуты на земном шаре под колесами автомобилей погибает 1 человек. Аварийность в нашей стране, к сожалению, значительно выше, чем в странах с развитой автомобилизацией [1, 2]. Динамика числа ДТП в России, погибших и раненых в них, показаны на рис. 1.

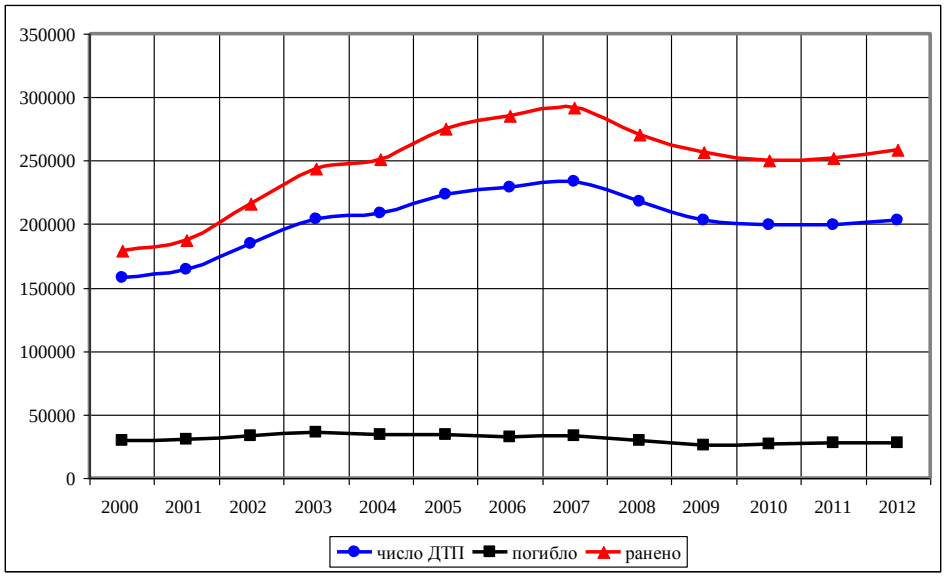


Рис. 1. Динамика аварийности в России

Характер приведенных выше кривых характерен, в частности, и для детского травматизма, одним из основных причин которого служат либо отсутствие специальных удерживающих детских сидений, либо использование наводнивших отечественный рынок некачественных удерживающих устройств, по непонятным причинам как-то прошедших сертификацию и допущенных в продажу. Как отмечается в [3], число пострадавших в

ДТП детей имеет практически линейный рост в первые восемь лет жизни с последующей стабилизацией числа травмированных детей в возрасте 8–12 лет на фоне относительно стабильных показателей числа погибших. Данная тенденция, начиная с 13-летнего возраста, сменяется резким ростом числа как раненых, так и погибших в ДТП детей (рис. 2). Следует отметить, что для ликвидации сложившейся ситуации чисто запретительных, юридических мер не достаточно, а требуется тщательная инженерная проработка конструкции, исключающая функционирование конструкций с последствиями, приводящими к травмам для маленьких пассажиров.

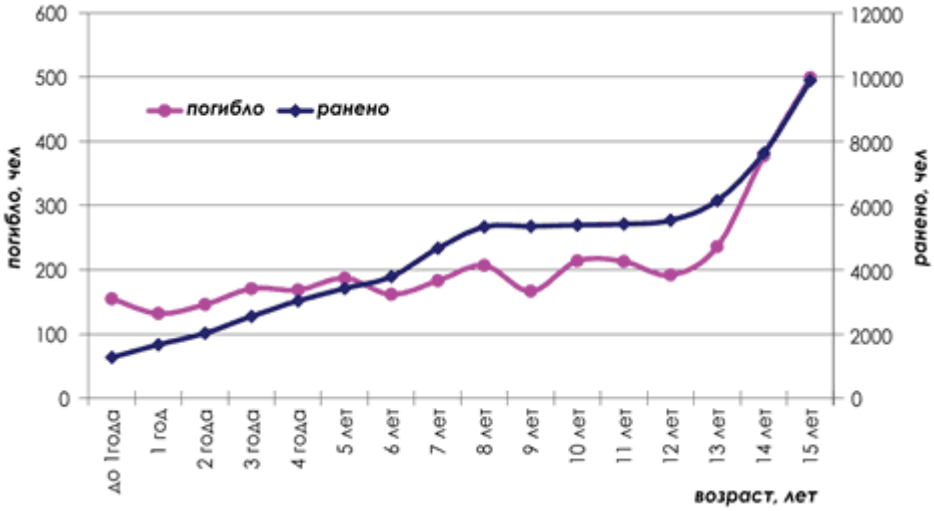


Рис. 2. Распределение погибших и раненых детей по возрасту

Основой безопасности служат расчёты на прочность того или иного элемента автомобиля. Но чтобы рассчитать на прочность тот или иной узел транспортного средства недостаточно как в дисциплине «Сопротивление материалов» провести эксперименты на отдельные виды деформаций, например на растяжение, сжатие, изгиб и получить силовые, деформационные и энергетические характеристики для последующих расчётов. Автомобиль – более сложная конструкция, поэтому говоря о его безопасности необходимо проводить такие эксперименты, которые бы моделировали не только нагрузки, но и реальную ситуацию, чтобы понять, как она может повлиять на участников ДТП [4].

С этой целью автопроизводителями разработаны различные нормы и стандарты, по которым проводятся так называемые краш-тесты, с помощью которых исследуются не только поведение «железа» – то есть конструктивных элементов автомобиля, но и при помощи специальных манекенов испытатели пытаются понять, как изменение жесткостных или прочностных параметров в том или ином узле транспортного средства повлияет на здоровье водителя (пассажиров). Все более широкое распространение при этом получают эксперименты с использованием антропоморфных манекенов, совершенствование конструкций и основных параметров которых является необходимым условием разработки более совершенных требований к безопасности конструкций автотранспортных средств. Стремление разработчиков к совершенствованию манекенов часто приводит к неоправданному усложнению их конструкции.

Практика использования антропоморфных манекенов различных видов показала, что увеличение числа степеней свободы перемещения и числа отдельных элементов, моделирующих различные части тела человека обратно пропорционально сопоставимости и стабильности получаемых результатов. Кроме того, чрезмерное усложнение конструкции манекена и количества датчиков приводит к многократному увеличению себестоимости эксперимента. Вот почему одной из наиболее актуальных задач является выявление и устранение причин, вызывающих несоответствие характеристик манекена

предъявляемым требованиям. Одним из направлений, способных решить эту задачу, являются краш-тесты с животными вместо манекенов.

Эта идея не нова: так на 9 международной конференции по экспериментальным системам безопасности автомобилей, проходившей в Японии в ноябре 1982 года были опубликованы результаты исследований об использовании животных как альтернатива манекену [5]. Перед исследователями стоял вопрос: что может произойти, точнее какие последствия будут, например, от раскрытия надувающейся подушки безопасности, если пассажиром окажется ребенок. Следует заметить, что в те годы детские удерживающиеся сиденья еще не были серийными обязательными ударозащитными устройствами…

Программа исследований показала, что наилучший эффект моделирования ситуации достигается с использованием… поросят! Действительно, расположение и строение внутренних органов у свиньи и особенно кожа (не зря при ожогах человеку её пересаживают) более приближено к человеческим. В связи с этим особую актуальность в тестировании современных детских удерживающих сидений приобретают исследования, опирающиеся на проведённые более 30 лет назад наработки.

Инженерами-исследователями были промоделированы ситуации с поросятами различных весовых категорий. Подготовка и методы проведения этих краш-тестов весьма любопытны. Сначала с подопытным проводятся всевозможные тесты и медицинские анализы, например, крови, ЭКГ и т.п.). Потом из гуманных соображений испытуемым вводили снотворное. К спящему поросёнку подключали всевозможные датчики. В итоге окончательно выбрано 7 базовых позиций, эквивалентных положению ребенка (см., например, рис. 3). По окончанию эксперимента, в случае трагического исхода проводились паталогоанатомические исследования животного с выявлением степени пострадавших в ходе краш-теста его внутренних органов.

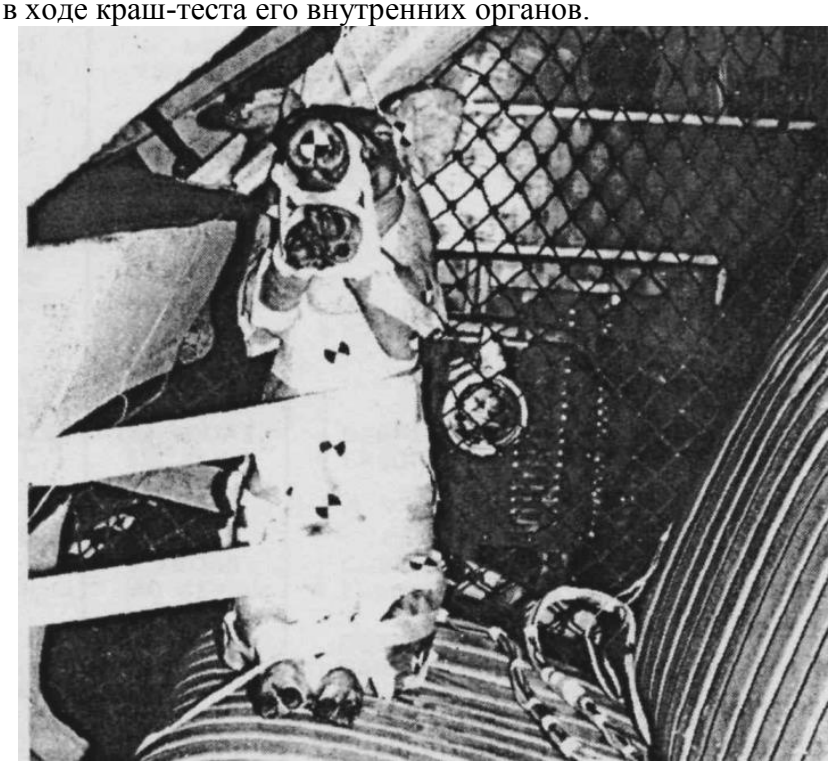


Рис. 3. Пример одной из позиций испытуемого

К сожалению, из-за протеста «зеленых» программа подобных краш-тетов в Европе была свернута. Слова «к сожалению» в данной статье хочется употребить не потому, что не жалко погибших животных (хотя, с другой стороны, сколько тонн свиного мяса ежедневно употребляют люди…), а потому, что точность таких тестов, как впоследствии показали сравнительные эксперименты с детскими манекенами была на порядок выше.

Авторам видится целесообразным дать вторую жизнь аналогичному проекту, при этом найдя некоторый компромисс с «зелеными». В настоящее время рынок наводнен детскими удерживающими сидениями, в том числе, малоизвестных производителей, которые сравнительно дешевые, но при этом небезопасные. Все они формально прошли сертификацию в том плане, что при определенной скорости сохраняют жизнь манекену в соответствии с требованиями норм и правил и по набору определённых технических параметров, но страшной ценой, либо оставляя реального маленького пассажира инвалидом, либо нанося серьезные повреждения кожи, а в некоторых случаях и внутренним органам. Если сертификационные испытания детских удерживающих устройств проводить с использованием поросят, то и животное останется живым, и у медиков появится методика лечения маленьких пациентов последствий от столкновения.

Авторами разработан бизнес-план проекта, проработана его техническая составляющая, найдены партнеры в лице медицинских сотрудников, а также осуществляются попытки подачи заявок на соискание грантов в данном направлении теоретико-биомеханических исследований. Кроме того, исследования по сравнительному использованию манекенов и животных могут быть успешно применены при разработке принципиально новых удоропоглощающих конструкций, повышающих степень пассивной и активной безопасности транспортных средств [6].

ЛИТЕРАТУРА

1. Российский статистический ежегодник. 2000 – 2012 г.г.
2. интернет-сайт http://www.gibdd.ru
3. С.Г. Суворов, А.У. Лекманов, В.М. Розинов. Эпидемиология детского дорожно-транспортного травматизма в России. Журнал «Неотложная медицина», № 4, 2010.
4. Florian Kramer. Passive Sicherheit von Kraftfahrzeugen. Boimechanik-Simulation-Sicherheit im Entwicklungprozess. 3.Auflage. ATZ/MTZ-Fachbuch, Vieveg, 2009.
5. H.J.Mertz, G.D. Driscoll, J.B. Lenox, G.W. Nyqulst, D.A. Weber. Responses of Animal Exposed to Deployment of Various Passenger Inflatable Restraint System Concepts for a Variety of Collision Severities and Animal Position. Paper 826047, 9-th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles, Kyoto, Japan, November 1982.
6. V. Bogdanov, D. Borin, G. Stepanov and A. Andruszkiewicz. Usage of magneto-active elastomers in a bumper of a vehicle for front impact protection. Journal of Physics: Conference Series 149 (2009) 012089.

МЕТОДЫ ПРИВЕДЕНИЯ СЛУЧАЙНЫХ ПРОЦЕССОВ СО СЛОЖНОЙ СТРУКТУРОЙ К ПРОЦЕССАМ С ПРОСТОЙ СТРУКТУРОЙ

METHODS BRING COMPLEX RANDOM PROCESSES TO PROCESSES WITH SIMPLE STRUCTURE

В.И. Иванов[1] – студ., **М.И. Гребёнкина**[1] – студ., **А.К. Намёткин**[2] – студ., **А.С. Гусев**[2] – д.т.н., проф., **В.И. Щербаков**[1] – к.т.н, проф.
[1]Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)
[2]Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Abstract. For processes with a complex concept of cycle of loading and its amplitude is not defined, and in this case, to calculate the fatigue resistance, it becomes necessary to use various approximations of bringing such processes to processes of simple structure. This job provides an overview and analysis of existing methods.

Для процессов со сложной структурой (в которых число экстремумов может во много раз превышать число пересечений нулевого уровня) следует использовать понятие действительного цикла нагружения. Однако для таких процессов понятие действительного цикла нагружения однозначно не определяется, что затрудняет проведение указанных расчетов на усталостную долговечность. Задача состоит в надлежащей замене процесса со сложной структурой на процесс с простой структурой. При этом имеется в виду, что при такой замене повреждающее действие процесса должно сохраниться.

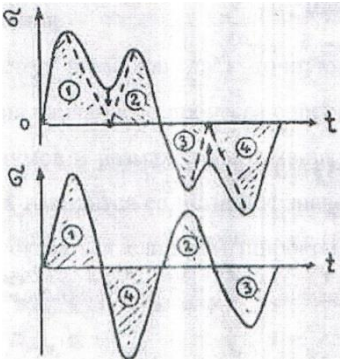


Рис.1. Метод максимумов

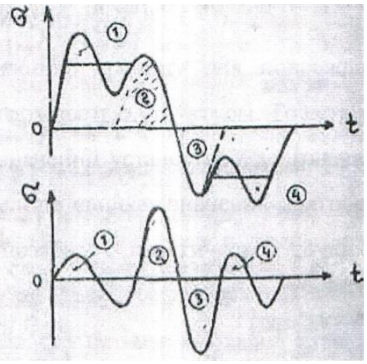


Рис.2. Метод размахов

В начале рассмотрим метод максимумов, который дает точную верхнюю границу для повреждающего действия случайного процесса с любой сложностью структуры. Суть метода состоит в том, что каждый положительный минимум, и каждый отрицательный максимум случайного процесса мысленно переносится на нулевую линию и из полученных таким образом полуциклов формируется процесс с простой структурой так, как это показано на рис. 1 [1]. В этом случае распределение вероятности для амплитуд циклов совпадает с распределением вероятности для положительных максимумов процесса, а частота циклов нагружения будет совпадать с частотой появления этих максимумов.

За расчетную амплитуду циклов нагружения в методе размахов принимается половина приращения случайного процесса между двумя его соседними экстремумами, а за расчетную частоту нагружения – среднее число одноименных экстремумов в единицу времени, т.е. расчетный процесс с простой структурой по этому методу формируется так, как это показано на рис. 2 [1]. При этом средние значения циклов нагружения могут быть приняты равными нулю, либо (при уточненных расчетах) определены как значения случайного процесса в точках перегиба траектории. Такое определение параметров циклов нагружения соответствует понятию простого цикла нагружения.

Метод размахов дает точную нижнюю границу для повреждающего действия

случайного процесса. То есть методы максимумов и размахов дают «вилку» значений усталостной долговечности, в которой находится ее истинное значение. Эта «вилка» значений долговечности может оказаться слишком широкой и поэтому с практической точки зрения неприемлемой.

Промежуточную оценку для усталостной долговечности, которая считается на практике наиболее адекватной реальной, дает метод полных циклов. Суть этого метода состоит в том, что все возможные циклы случайного процесса выявляются путем постепенного исключения мелких промежуточных циклов и формирования из них последовательности (или перемешенной последовательности) простых циклов. При этом исходный процесс сложной структуры заменяется на эквивалентный по содержанию циклов процесс с простой структурой. Пример такой процедуры для процесса *x(t)* показан на рис. 3 и 4 [1].

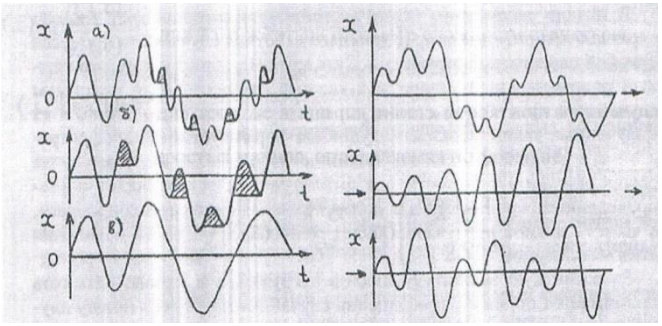


Рис.3. *Рис.4.*

Плотность *f(x)* распределения вероятностей для амплитуд формирующего процесса определяется из условия, что число циклов, исключаемых на каждом этапе из заданного процесса, равна числу циклов, включаемых на этих этапах в формируемый новый процесс рис. 5[1]. Это условие, для того момента, когда из заданного процесса исключены циклы с амплитудами из интервала значений 0… $\tilde{x}$, и дальнейшее исключение циклов производится из интервала $d\tilde{x}$, приводит к равенствам [1]:

$$-dn_э(\tilde{x}) = n_э(\tilde{x})c(\tilde{x})f(\tilde{x},k(\tilde{x}))d\tilde{x} = n_э f(\tilde{x})d\tilde{x} = \tilde{x}n_э(\tilde{x})k^2(\tilde{x})d\tilde{x}, \qquad (1)$$

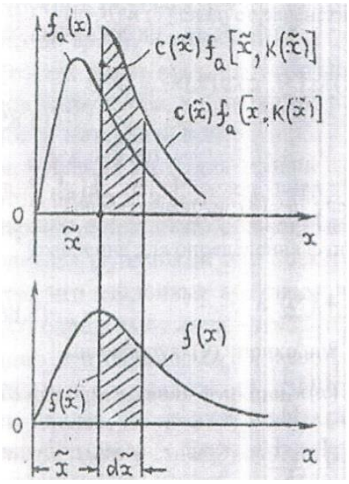


Рис.5.Формирование плотности вероятностей распределения для амплитуд циклов

где $n_э(\tilde{x})$ – число экстремумов, $n_0(\tilde{x})$ – число нулей, $k(\tilde{x}) = \dfrac{n_э(\tilde{x})}{n_0(\tilde{x})}$ – параметр сложности структуры, $f(\tilde{x},k(\tilde{x}))$ – плотность вероятности для амплитуд простых циклов, $c(\tilde{x})$ – коэффициент нормировки плотности вероятности для амплитуд простых циклов.

$$f_a(\sigma) = \frac{k^2\sigma}{S^2}\exp\left(-\frac{k^2\sigma^2}{2S^2}\right), \qquad (*)$$

$$c(\tilde{x}) = \left(\int_{\tilde{x}}^{\infty} f(\tilde{x}, k(\tilde{x}))d\tilde{x} \right)^{-1} = \exp\left(\frac{1}{2}\tilde{x}^2 k^2(\tilde{x}) \right).$$

Опустив знак ~, из (1) получаем соотношения:

$$f(x) = k^2(x)x\frac{n_э(x)}{n_э}, \qquad (2)$$

$$n_э'(x) = -n_э(x)xk^2(x), \qquad (3)$$

$$n_0'(x) = -n_0(x)xk(x). \qquad (4)$$

Для дальнейшего будем считать, что в рассматриваемой процедуре интенсивность процесса исключения экстремумов в *k* раз выше интенсивности исключения нулей. Это приводит к соотношению:

$$\frac{n_э'(x)}{n_э(x)} = k(x)\frac{n_0'(x)}{n_0(x)}. \qquad (5)$$

Уравнения (2)-(5) представляют собой систему четырех уравнений для определения четырех неизвестных: $n_0(x)$, $n_э(x)$, $f(x)$, $k(x)$. Из (3) и (5) получаем равенства:

$$n_э = n_{э,0}\exp\left(-\int_0^x zk^2(z)dz \right), \qquad (6)$$

$$n_0 = n_0\exp\left(-\int_0^x zk(z)dz \right), \qquad (7)$$

где $n_0 = n_0(0)$.

Из (6) и (7) следует равенство:

$$k(x)\exp\left(-\int_0^x zk(z)dz \right) = k_0\left(-\int_0^x zk^2(z)dz \right), \qquad (8)$$

где $k_0 = k_0(0)$.

Дифференцируя (8), с учетом (6) и (7) получим дифференциальное уравнение для определения функции *k(x)*:

$$k'(x) + xk^2(x)(k(x)-1) = 0. \qquad (9)$$

Интегрируя (9), приходим к следующему алгебраическому уравнению для определения функции *k(x)*:

$$\frac{1}{k} - \frac{1}{k} + \ln\frac{k_0(k-1)}{k(k_0-1)} = -\frac{x^2}{2}. \qquad (10)$$

Подставив в (6) и (7) выражения для $zk^2(z)$ и $k(z)$, полученные из (9) при *x*=z, после вычисления интегралов находим $n_1(x)$ и $n_0(x)$:

$$n_э(x) = n_{э,0}\frac{k(x)-1}{k_0-1}, \qquad (11)$$

$$n_0(x) = \frac{n_0 k_0(k(x)-1)}{k(x)(k_0-1)}. \qquad (12)$$

Из полученных выражений следует, что при $x \to \infty$, получаем $k \to 1$, $n_0 \to 0$, $n_э \to 0$. Подставив (11) в (2), находим [1]:

$$f(x) = \frac{x}{k_0-1}k^2(x)(k(x)-1). \qquad (13)$$

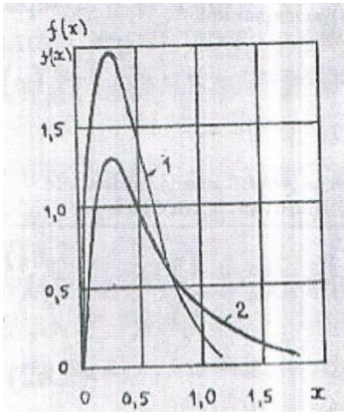


Рис.6. Плотности распределений вероятностей

Реализация описанной вычислительной процедуры требует использования ЭВМ. Для примера на рис. 6 [1] представлен результат вычисления плотности распределения вероятностей для амплитуд циклов, определяемых по формуле (*) – кривая 1 и по формуле (13) – кривая 2 при $k_0 = 3$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гусев А.С., Карунин А.Л., Н.А. Крамской, С.А. Стародубцева Надежность механических систем и конструкций при случайных воздействиях.

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ УЧЁТА ДЕФОРМАЦИЙ ИНСТРУМЕНТА ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ДИНАМИКИ ФРЕЗЕРОВАНИЯ

DEVELOPMENT OF MILLING DYNAMICS MODELLING METHODS WITH ACCOUNTING OF INSTRUMENT FLEXIBILITY

Иванов И.И. – асп., асс., **Киселев И.А.** – к.т.н, асс.
МГТУ им. Баумана

Abstract. A new dynamical model of milling process which considers tool deformation while processing is suggested in the paper. There are developed new methods of analysis, algorithms and the software applying the finite element method and the method of static condensation for model reduction. The introduced algorithm allows us take into account a milling tool bending during milling process and its effect on cutting forces, cut chip formation and machined surface geometry.

ВВЕДЕНИЕ

Фрезерование - широко распространённый в машиностроении процесс механической обработки, применяемый при производстве деталей сложной формы. В обработке резанием наибольшее влияние на динамическое поведение системы оказывают характеристики инструмента и обрабатываемой детали.

Возникающие при фрезеровании силы зависят от свойств материала заготовки, параметров процесса (частота вращения, подача, глубина фрезерования и др.), геометрии инструмента и др. параметров. Как показывают исследования, наибольшее влияние на силы резания оказывает толщина срезаемого слоя, которая, в свою очередь, зависит от динамических перемещений фрезы и детали.

При исследовании вибраций при резании следует учитывать сложную геометрическую форму детали и инструмента, их деформации под действием динамических нагрузок, а также напряжённо-деформированное и температурное состояния инструмента и срезаемого металла в окрестности режущей кромки.

В настоящее время всё большее количество работ [1, 2, 3] ориентировано на моделирование динамики процесса фрезерования с учётом сложной пространственной геометрии инструмента и детали с одной стороны, влияния деформаций заготовки на силы резания – с другой. Однако в этих статьях вопрос учёта динамических характеристик станка и инструмента решён лишь приближённо.

В данной работе предложен алгоритм и разработан программный модуль, позволяющий учитывать при моделировании динамические характеристики инструмента с приемлемыми вычислительными затратами. Алгоритмы вычисления сил резания и изменения поверхности детали при обработке приведены в [1, 2].

При изложении алгоритмов и примеров ниже предполагается, что деталь не деформируема и закреплена абсолютно жёстко на станке.

Алгоритм решения задачи

Динамика инструмента моделируется с использованием МКЭ. На инструмент действуют силы резания, зависящие от толщины срезаемого слоя, которая в свою очередь определяется относительным положением режущих кромок фрезы и обрабатываемой поверхности детали, построенной с учётом ранее срезанного материала. Для моделирования динамики инструмента проводится редукция КЭ модели методом Гайана [4] в комплексе NASTRAN.

Построение редуцированной модели инструмента, используемой при моделировании динамики, проводится в несколько этапов:

- Построение конечно-элементной трёхмерной модели фрезы (в дальнейшем - «твёрдотельной модели»);
- Расчёт редуцированных матриц жёсткости и масс фрезы;

- Расчёт матрицы приведения сил от узлов твёрдотельной модели к узлам конденсации (*матрицы G*), исключение из неё столбцов, не относящихся к узлам на режущих кромках.

Далее проводится анализ динамики обработки. На рис. 0 показан общий алгоритм решения задачи. На каждом временном шаге в геометрической модели фрезерования проводится вычисление сил резания и изменение поверхности обрабатываемой детали. Полученные силы прикладываются к КЭ модели фрезы, с учётом деформаций которой определяются координаты точек геометрической модели для проведения вычислений на следующем временном шаге.

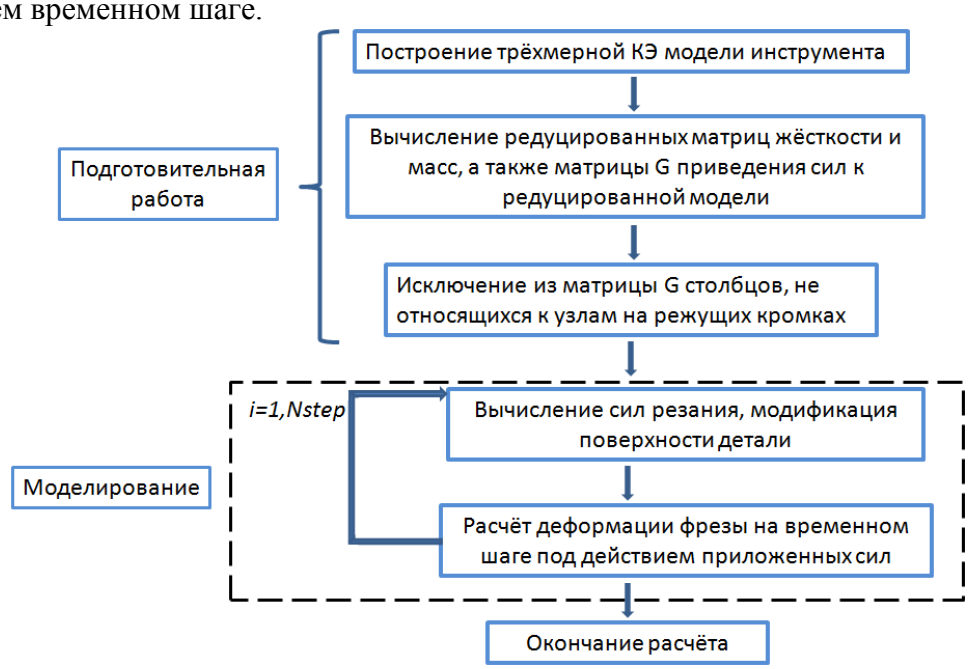


Рис.1 Алгоритм решения задачи

Построение редуцированной модели в MSC.NASTRAN

Последовательность действий при проведении расчёта редуцированных матриц фрезы с использованием метода статической конденсации:

1) Построение трёхмерной КЭ модели фрезы (пример на рис 0);

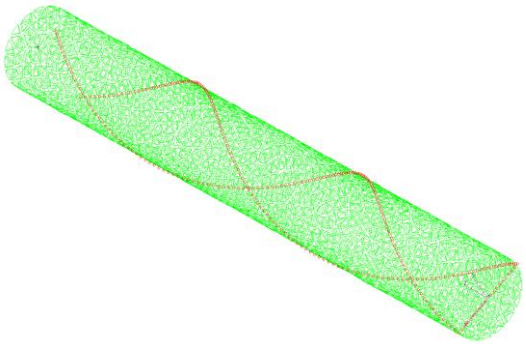


Рис. 2 Пример трёхмерной конечно-элементной модели цилиндрической фрезы. Красным отмечены узлы на режущих кромках

2) Создание нескольких узлов (в дальнейшем - узлы приведения или узлы конденсации) на оси вращения; к ним будет приводиться вся КЭ модель; на данном этапе эти узлы никак не связаны ни между собой, ни с остальными.

3) Создание многоточечных связей («*MultiPoint Constraint*» – *MPC*), соединяющих каждый узел конденсации с узлами КЭ модели, находящимися с первым в одном поперечном сечении (рис 0);

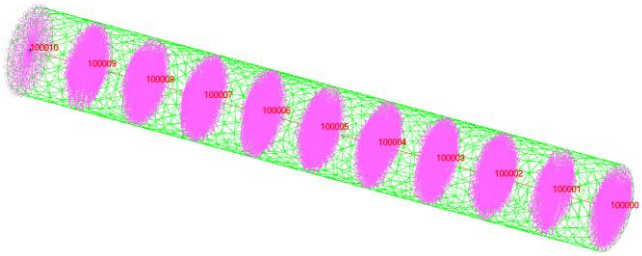


Рис.3 Пример трёхмерной конечно-элементной модели с показанными MPC (розовый цвет) и узлами конденсации (красный цвет)

4) Приложение краевых условий, запуск на счёт.

При построении редуцированной модели конечно-элементный комплекс вначале вычисляет глобальные матрицы жёсткости и масс, затем модифицирует их с учётом наложенных MPC, после чего редуцирует данные матрицы к граничным узлам.

Метод статической конденсации

Метод статической конденсации заключается в том, что:

среди узлов КЭ модели выбираются узлы конденсации (*active set – «a-set»*); остальные степени свободы относятся к набору отбрасываемых степеней свободы (*omitted set – «o-set»*);

матрицы жёсткости и масс конденсируются в степени свободы *a-set*;

решается редуцированная задача относительно степеней свободы набора *a-set*; степени свободы набора *o-set* определяются из соотношений статической конденсации уже после решения редуцированной задачи.

В соответствии с вышеизложенным систему уравнений динамики МКЭ возможно записать в виде:

$$\begin{bmatrix} M_{OO} & M_{OA} \\ M_{AO} & \overline{M}_{AA} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_O \\ \ddot{u}_A \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{OO} & B_{OA} \\ B_{AO} & \overline{B}_{AA} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_O \\ \dot{u}_A \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{OO} & K_{OA} \\ K_{AO} & \overline{K}_{AA} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_O \\ u_A \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_O \\ \overline{P}_A \end{Bmatrix} \quad (1)$$

где буква «A» относится к степеням свободы, входящим в *a-set*, буква «O» - к отбрасываемым степеням свободы, входящим в *o-set*.

Пренебрегая инерционными и диссипативными силами, из первого уравнения системы получаем:

$$u_O \approx K_{OO}^{-1}\left(P_O - K_{OA}u_A\right) \quad (2)$$

Отсюда, пренебрегая изменением силы по времени, можем записать:

$$\ddot{u}_O \approx -K_{OO}^{-1}K_{OA}\ddot{u}_A \quad (2a)$$

Подставим (2), (2a) во второе уравнение системы (1):

$$M_{AA}\ddot{u}_A + B_{AA}\dot{u}_A + K_{AA}u_A = P_A \quad (3)$$

где

$$\begin{aligned} K_{AA} &= \overline{K}_{AA} - K_{AO}K_{OO}^{-1}K_{OA} \\ B_{AA} &= \overline{B}_{AA} - B_{AO}K_{OO}^{-1}K_{OA} \\ M_{AA} &= \overline{M}_{AA} - M_{AO}K_{OO}^{-1}K_{OA} \\ P_A &= \overline{P}_A - K_{AO}K_{OO}^{-1}P_O \end{aligned} \quad (4)$$

Все матрицы в дифференциальном уравнении (3) вычисляются в самом начале анализа, оставаясь затем неизменными.

Обобщающие выводы по реализации представленного алгоритма в разработанном комплексе

В ходе подготовительной работы в комплексе NASTRAN проводится вычисление редуцированных матриц жёсткости и масс, а также матрицы приведения сил от узлов на режущих кромках к граничным узлам. Полученные матрицы можно использовать при моделировании динамики фрезерования следующим образом:

1. На данном временном шаге силы резания умножить на матрицу приведения, получив вектор сил редуцированной модели;
2. Решить задачу динамики редуцированной модели на временном шаге;
3. Из соотношения (2) получить перемещения узлов режущих кромок, которые будут использоваться при вычислении сил резания на следующем временном шаге.

Пример применения разработанной программы

Рассматривается задача встречного фрезерования боковой поверхностью цилиндрической фрезы плоской поверхности заготовки. Параметры рассматриваемой модели: диаметр фрезы – 20 мм; длина фрезы – 150 мм; количество режущих кромок – 2; угол наклона винтовой режущей кромки к оси вращения составляет 30°; материал фрезы – сталь; радиальная глубина фрезерования – 0,5 мм; материал заготовки – алюминий; подача: 0.02 мм/зуб; осевая глубина 10 мм. Частота прохождения зубьев в 2 раза выше собственной.

На рис 0 приведены зависимости от времени компонент равнодействующей сил резания в системе координат фрезы. На рассматриваемом режиме частота вращения совпадает с собственной частотой фрезы. Т.е. за один период колебаний фреза успевает совершить один оборот. Из рисунка видно, что составляющие, параллельные осям XF и YF, не меняют знак. Следовательно, резание происходит через зуб, т.е. одна из режущих кромок не участвует в обработке.

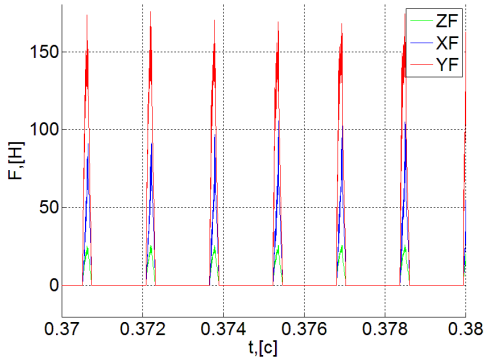


Рис.4 Зависимость сил резания от времени в системе координат фрезы

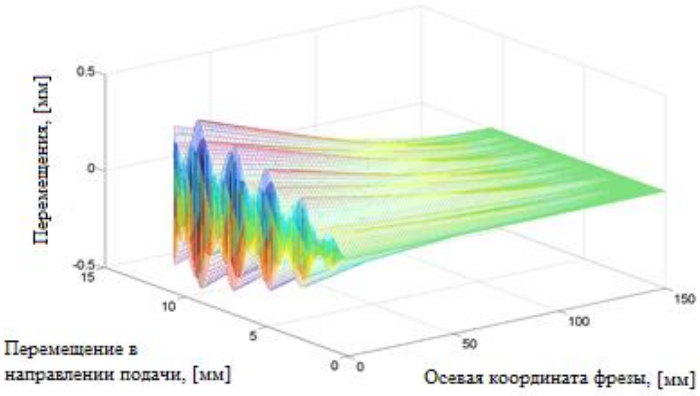


Рис.5 Поверхность, описываемая изогнутой осью фрезы

На рис 0 приведена поверхность описываемая изогнутой осью фрезы в процессе обработки.

На рис 0 показана обрабатываемая деталь и её профиль в среднем сечении. Видно, что при движении фрезы справа налево отклонение формы получаемой поверхности от заданной существенно возрастает.

Указанные обстоятельства позволяют говорить о том, что данный режим недопустим.

Основные особенности рассматриваемого режима:

- резание «через зуб»;
- рост амплитуд колебаний.

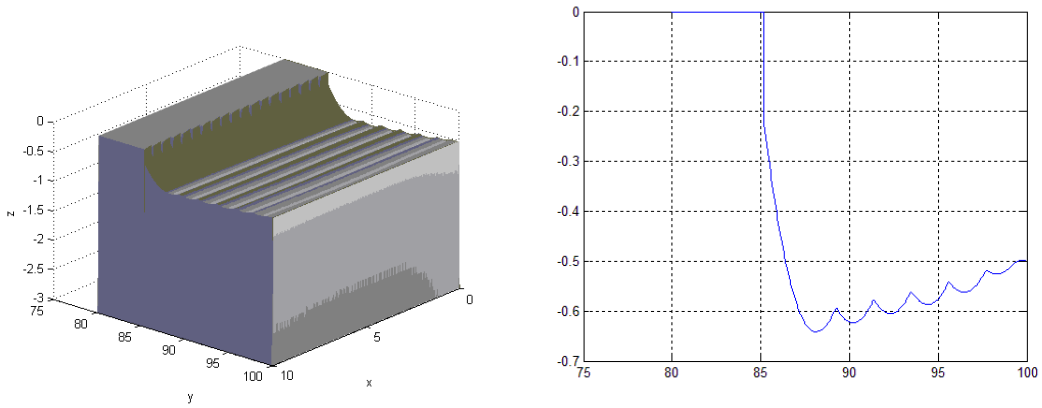


Рис.6 Обработанная деталь (слева) и её профиль в среднем сечении (справа)

Таким образом, видно, что разработанный модуль позволяет выявлять эффекты, связанные с влиянием на силы резания деформаций (изгиба и кручения) инструмента, включая случай полного выхода фрезы из материала.

Выводы

В данной работе предложен и реализован алгоритм, позволяющий с минимальными вычислительными затратами учитывать деформации инструмента при моделировании фрезерования. Для этих целей были применены методы конечных элементов и статической конденсации.

Построение редуцированной модели осуществлялось в комплексе NASTRAN. Полученные в результате статической конденсации матрицы использовались в написанном программном модуле для вычисления перемещений точек режущей кромки инструмента на каждом временном шаге.

Приведён пример применения разработанной математической модели.

ЛИТЕРАТУРА

1. Киселев И.А. Геометрический алгоритм 3MZBL для моделирования процессов обработки резанием. Методика описания поверхности заготовки // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. 2012. № 6. С. 158-175.

2. Воронов С.А., Киселев И.А. Геометрический алгоритм 3MZBL для моделирования процессов обработки резанием. Алгоритм изменения поверхности и определения толщины срезаемого слоя // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. 2012. №6. С. 70-83.

3. Biermann D., Kersting P., Surmann T. A general approach to simulating workpiece vibrations during five-axis milling of turbine blades // CIRP Annals. Manufacturing Technology. 2010. V. 59. P. 125-128.

4. Bathe K-J. Finite element procedures. New Jersey: Prentice Hall, 1996. 1037 p.

РАСШИРЕНИЕ ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ШАХТНЫХ ЭЛЕКТРОВОЗОВ ЗА СЧЁТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЗУБЧАТО-РЕЕЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

WIDENING AREA OF MINE ELECTRIC LOCOMOTIVES APPLICATION DUE TO USE GEAR AND RACK SYSTEM

В.В.Исаев – асп., **Л.В.Лукиенко** – д.т.н, зав. каф.
НИ ФГБОУ ВПО РХТУ им. Д.И. Менделеева

Abstract. The work is offered to use gear and rack systems for making applicable area of mine electric locomotives wider. That allows locomotives operation in mines at bigger angles. The design of a proposed technical solution is described and the results of rack stress loading analysis are presented.

Шахтный электровоз – является одним из основных видов транспорта осуществляющего процесс перевозки полезных ископаемых от забоев по подземным выработкам к стволу шахты и далее к пункту погрузки в железнодорожные вагоны. В связи с тем, что на шахте работает, как правило, не один, а несколько очистных и подготовительных забоев одновременно подземный транспорт характеризуется большой разветвлённостью путей, а также тем, что рабочее расстояние, по которым осуществляются перевозки, составляет от нескольких сотен метров до нескольких десятков километров.

Пути рудничного транспорта в соответствии с неравномерностью залегания пласта полезного ископаемого имеют сложную конфигурацию, с чередованием горизонтальных и наклонных участков. При этом угол подъёма выработки не может превышать 9 градусов из-за необходимости преодоления силы трения. Отличием шахтных электровозов от транспорта других отраслей промышленности, является работа в стеснённых горных выработках небольшого сечения. Это предъявляет к конструкции подземного транспорта особенные требования и в значительной степени усложняет эксплуатацию: высокая степень безопасности, меньшая стоимость эксплуатации, трудоёмкость – наиболее важные требования, которые предъявляются к рудничному транспорту на сегодняшний день. Расширения области применения шахтных электровозов можно добиться за счёт использования зубчато-реечных передач в приводе, что позволит значительно поднять допустимый угол подъёма выработки. С этой целью на выходном валу двухступенчатого, коническо-цилиндрического редуктора дополнительно должно быть установлено зубчатое колесо, которое обкатывается по зубчатой рейке, установленной по оси симметрии рельсового пути. Причём линейная скорость точек колеса, взаимодействующих с рейкой по делительному диаметру должна быть равна линейной скорости точек колеса, обкатывающегося по рельсу. Для обеспечения постоянства межосевого расстояния в паре колесо-рейка на рейке выполнены продольные пазы, по которым обкатываются опоры качения конструктивно увязанные с приводным редуктором.

Анализ применения зубчато-реечных передач [1] показал, что распространено большое количество конструктивных вариантов реек. В результате проведенных аналитических исследований [2, 3, 4] показано, что зубчатые рейки (рис. 1), в силу особенностей своей геометрии более перспективны по сравнению с цевочными (рис. 2). Кроме того, все они очень технологичны с точки зрения изготовления.

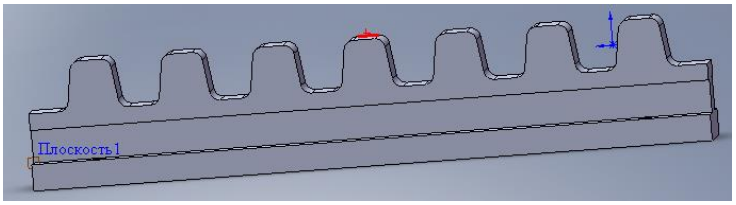


Рис. 1. Конструктивный вариант зубчатой рейки

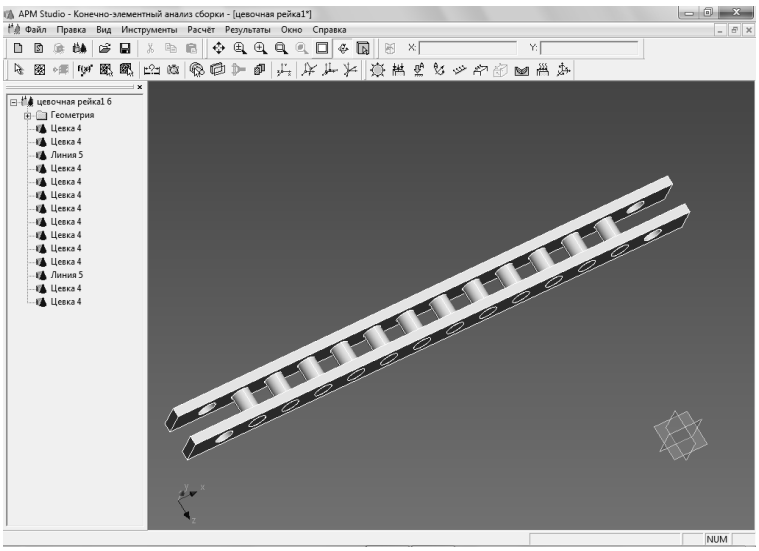


Рис. 2. Конструктивный вариант цевочной рейки

Применение зубчато-реечных передач для работы в сложных условиях при значительных нагрузках, имеющих динамический характер, позволяет создавать конкурентоспособные компактные высоконадёжные механизмы подачи технологических машин. Ввиду сложного характера нагружения, ранее для определения их рациональных параметров применялись экспериментальные методы, определявшие значительные материальные, временные и трудовые затраты. В условиях рыночной экономики целесообразно использовать менее затратные способы и средства решения задачи по определению рациональных параметров зубчато-реечных механизмов подачи с учётом тяжелого характера нагружения.

Одно из направлений решения таких задач – применение современных методов исследования, требующих значительных ресурсов ЭВМ. Проведённый анализ существующих программ (LabView, SIMULIA Abaqus, Ansys, Nastran) показал, что отечественная система APM WinMachine – CAD/CAE система автоматизированного расчета и проектирования механического оборудования и конструкций в области машиностроения, разработанная с учетом последних достижений в вычислительной математике, области численных методов и программирования, а также теоретических и экспериментальных инженерных решений в наибольшей степени отвечает решению поставленных задач с учётом критерия стоимость/возможности. С целью определения наиболее рациональных параметров проектируемых передач по соотношению габаритных и прочностных показателей при помощи пакета прикладных программ APM WinMachine 9.7 была разработана твердотельная расчётная модель зубчатой рейки (рисунок 3) (материал – сталь 45Х, шаг зацепления 138 мм, тангенциальная составляющая усилия на приводном зубчатом колесе – 250 кн) шириной 70 мм, в основе которой лежит четырёхугольный тетраэдр со стороной 7 мм. Её исследования проведены с использованием метода конечных элементов.

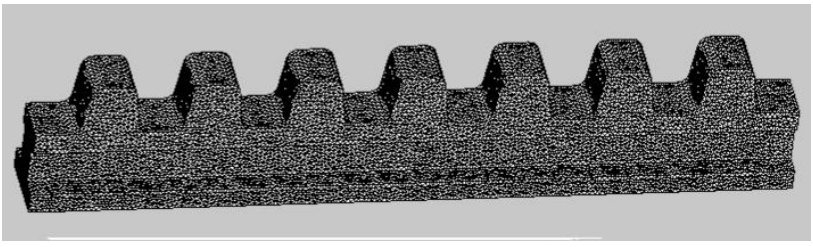


Рис. 3. Твердотельная модель зубчатой рейки

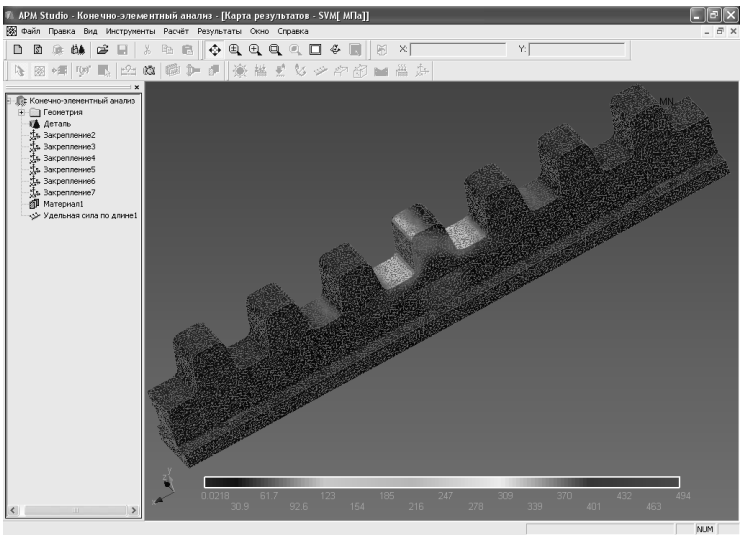


Рис. 4. Распределение эквивалентных напряжений в зубчатой рейке

Анализ распределения эквивалентных напряжений (рис. 4) показывает достаточность выбранных геометрических параметров.

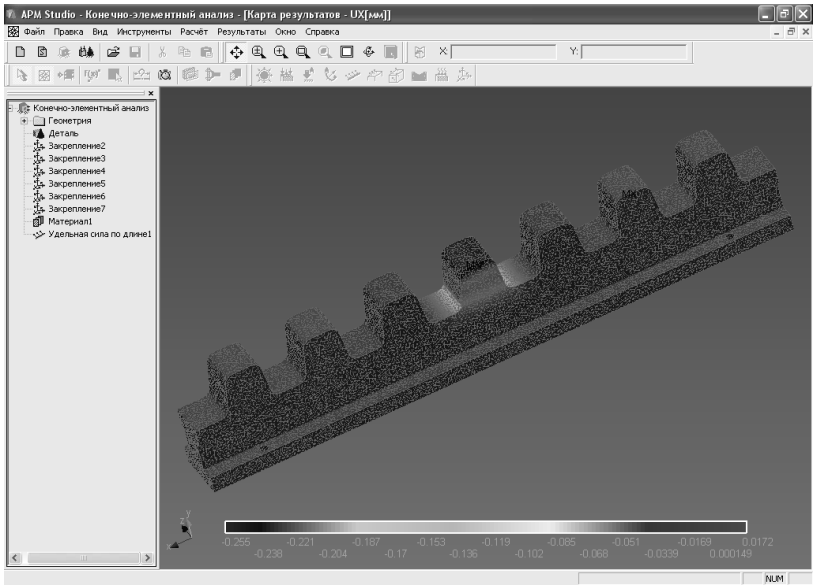


Рис. 5. Перемещение элементов рейки в результате действия тангенциальной составляющей усилия в зацеплении колесо – рейка

Однако, для окончательного выбора геометрических параметров рейки необходимо проведение достаточно большого количества исследований с оптимизацией результатов по критериям минимизации изнашивания и скольжения. Результаты проведённых предварительных расчётов конструктивных вариантов зубчатых реек представлены в табл. 1. Их анализ позволяет сделать вывод о том, что наиболее подходящим вариантом является вариант рейки, изготовленный из стали 20Х с шагом зацепления 120 мм, высотой зуба 60 мм (без учёта заходной части) и шириной зуба рейки 50 мм. Этот выбор основан на минимальной металлоёмкости при обеспечении необходимой и достаточной прочности раасматриваемого варианта.

По результатам расчёта перемещений по оси x (рис. 5) определена изгибная жёсткость рейки: Q=F/Sx=250000/0.00104=240384.6 кН/мм.

Таблица 1. Результаты расчёта различных конструктивных вариантов зубчатых реек

Показатель	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 4	Вариант 5	Вариант 6
Шаг зацепления, мм	138	138	138	138	120	120
Высота зуба, мм	75	75	75	75	60	60 (без учёта заходной части)
Ширина зуба рейки, мм	80	80	70	60	50	50
Масса, кг	84,05	84,05	80,091	76,46	66,3	57,34
Материал	30ХГС	45Х	35Х	30Х	20Х	20Х
Величина нагрузки, кН	250	250	100	100	100	80
Максимальные эквивалентные напряжения, МПа	451,05	451,05	208	249	293	232
Коэффициент запаса по пределу текучести	1,851	1,851	3,53	2,75	2,16	2,74
Максимальные суммарные перемещения, мм	0,237	0,237	0,104	0,118	0,127	0,106

В результате проведённых исследований предложена конструктивная схема, которая позволит значительно расширить область применения шахтных электровозов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бойко Н.Г. Динамика очистных комбайнов. Донецк: Изд-во ДНТУ, 2004. 206 с.
2. Смирнов С.Н. Разработка методов исследования и проектирования зубчато-реечных систем подачи, обеспечивающих повышение эффективности очистных комбайнов: дис. ... докт. техн. наук. Тула, 1991. 572 с.
3. Силовые зубчатые трансмиссии угольных комбайнов. Теория и проектирование / П.Г. Сидоров [и др.]. М.: Машиностроение, 1995. 296 с.
4. Стационарные и тормозные режимы работы бесцепных систем перемещения очистных комбайнов / В.А. Бреннер [и др.]. Тула: Изд-во Тул. гос. ун-та, 2007. 220 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОГЕНЕРИРУЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ АТОМНЫХ И ТЕПЛОВЫХ ЭНЕРГОБЛОКОВ РАСЧЁТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМ МЕТОДОМ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ НАТУРНОЙ ТЕНЗОМЕТРИИ

DETERMINATION OF THERMAL STRESS STATE ELEMENTS OF THE STEAM GENERATING EQUIPMENT FOR NUCLEAR AND THERMAL POWER CALCULATION AND THE EXPERIMENTAL METHOD USING A FULL-SCALE STRAIN MEASUREMENT

Д.А. Казанцев - магистр, и.о. м.н.с., **С.В. Маслов** - к.т.н.
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

Abstract. The problem of analysis of the stress - strain state of critical structures is particularly relevant for nuclear and thermal power, so it is incorrect or imprecise definition can lead to loss of strength and load-bearing elements of destruction and nuclear power plants and, as shown, to the emission of high- vapor mixtures, spontaneous explosions surround within the protective shells, destruction of building structures and as a result, a catastrophic contamination of the environment. Particular attention should be paid to preserve the strength of the elements of cooling systems (steam generators, tanks systems for emergency core cooling system, circulation pumps and pipelines). This paper deals with computational and experimental method of determining the thermal stress state nozzle main and emergency feedwater systems PGV -1000 steam generators, the failure of which may result in termination of heat in the 2nd loop plant and, as a consequence, to the possible development of an emergency scenario, with a similar Implemented in nuclear power plant "Fukushima- 1". The relevance and importance of the task due to the need to create art algorithms and systems for rapid diagnosis stress state existing and emerging nuclear units and cogeneration plants operated in modes with variable intensity of loading.

В настоящее время существует множество методов определения НДС конструкции и каждому из них свойственны свои недостатки. Экспериментальные методы (натурные исследования) определения НДС дают информацию об истории нагружения только в контролируемых точках, так как имеют ограниченное применение в условиях повышенных температур, радиации и большой длительности, но как показывает практика, эти точки не самые опасные. Существуют и расчетные методы определения термонапряженного состояния. Но для корректного решения задачи требуется ставить начальные и граничные условия исходя из реальной истории нагружения, полученной экспериментально, так как опыт показывает, что процессы, происходящие в реальной конструкции, существенно отличаются от расчетных параметров модели, такие же недостатки имеют и модельные исследования конструкции. Поэтому для адекватного определения НДС следует применять расчетно-экспериментальные метод. Настоящая работа посвящена расчётно-экспериментальному методу определения термонапряженного состояния патрубков основной и аварийной систем подачи питательной воды парогенераторов ПГВ-1000. Актуальность и важность поставленной задачи обусловлены необходимостью создания современных алгоритмов и систем оперативной диагностики напряжённого состояния действующих и создаваемых энергоблоков АЭС и ТЭЦ, эксплуатируемых в режимах с переменной интенсивностью нагружения.

Для решения поставленной задачи предлагается следующая методология определения температурных состояний и термонапряженного состояния в наиболее нагруженных зонах конструкции.

Рис.1. Алгоритм определения НДС по разработанной методике

Методика восстановления истории изменения температурного состояния поверхностей, контактирующих с теплоносителем, по экспериментальным данным, полученных для наружных поверхностей

Чтобы из бесчисленного количества выделить конкретно рассматриваемый процесс и дать его полное математическое описание, к дифференциальному уравнению необходимо присоединить математическое описание всех частных особенностей рассматриваемого процесса. Эти частные особенности, которые совместно с дифференциальным уравнением дают полное математическое описание конкретного процесса теплопроводности, называются условиями однозначности или краевыми условиями. Условия однозначности включают в себя:

- геометрические условия, характеризующие форму и размеры тела, в которых протекает процесс;
- физические условия, характеризующие физические свойства среды и тела;
- временные (начальные) условия, характеризующие распределение температур в изучаемом теле в начальный момент времени;
- граничные условия, характеризующие взаимодействие рассматриваемого тела с окружающей средой.

Для определения температуры потока теплоносителя и восстановления истории изменения температурного состояния элемента конструкции (ПАПВ) по экспериментальным данным, полученным на наружной поверхности, предлагается следующий подход.

В качестве исходных данных используется экспериментально полученные зависимости температуры точек наружной поверхности патрубка аварийной питательной воды от времени.. При этом используются экспериментальные данные по температурам, полученные для участка патрубка с регулярной геометрией (цилиндрического участка постоянного диаметра), так как участки внутренних поверхностей, подверженные тепловому воздействию теплоносителя и являющиеся весьма информативными для восстановления общего теплового поля конструкции, недоступны для установки

температурных датчиков. Исходными данными является также решение обратной задачи теплопроводности (функция изменения температуры внутренней поверхности цилиндрической части патрубка), полученное также на основе анализа показаний температурных датчиков. Соответственно, что бы корректно определить распределение! температуры в интересующей нас зоне, мы должны узнать параметры потока. Для этого нам требуется решить нестационарную задачу теплопроводности численным методом.

Патрубок АПВ имеет теплоизоляцию на наружной поверхности. Для ее моделирования следует использовать граничные условия второго рода: тепловой поток на наружной поверхности равен нулю. В качестве граничных условий на внутренней поверхности патрубка используются условия третьего рода. Исходя из расчета по параметрам потока и исходной геометрии принимаем коэффициент теплоотдачи равный 8000. В качестве начальных условий принимаем, что патрубок полностью прогрет до 284 °С.

График изменения температуры на наружной поверхности разбиваем на временные интервалы. Затем получаем отдельные кусочно-линейные решения на каждом временном отрезке, причем решение в конце одного интервала является начальным условием для следующего. Во время решения сравниваем получаемую температуру на внутренней поверхности с температурой в той же точке, полученной из решения обратной задачи. Тем самым определяем уточненную величину произведения разности температур в начале и в конце участка и коэффициента конвективной теплопередачи от теплоносителя к внутренней стенке патрубка.

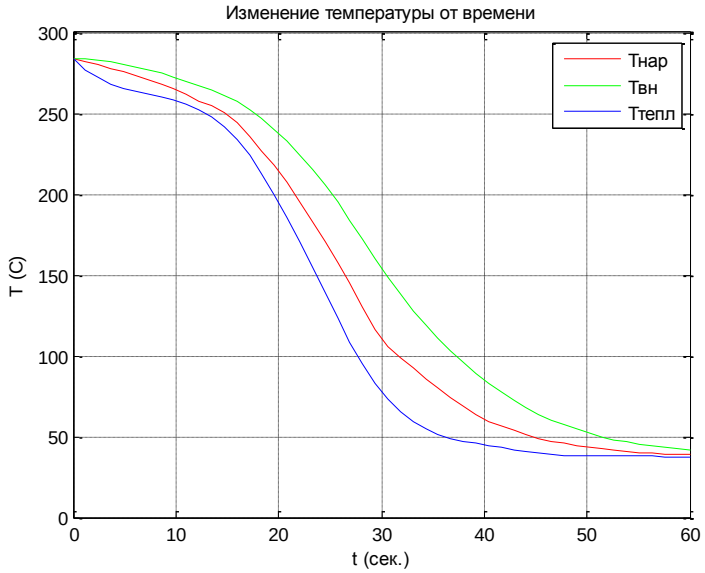


Рис.2. График изменения температуры от времени, полученный из решения расчетным указанным методом, патрубка АПВ и температуры теплоносителя

Решение на каждом из участков получается путем итерационного метода деления отрезка пополам. Так же мы можем использовать любой другой итерационный подход. В итоге получаем историю изменения температуры теплоносителя и полную картину распределения температуры по всему патрубку в любой момент времени. Соответственно имеются все необходимые нам данные для решения ряда прямых задач термоупругости и как следствие получения напряжений и деформаций в любой интересующей нас точке конструкции.

Имея множество функций распределения температуры, решаются задачи термоупругости и методом наименьших квадратом выбирается то решение, которое наиболее корректно отражает НДС по результатам натурной тензометрии.

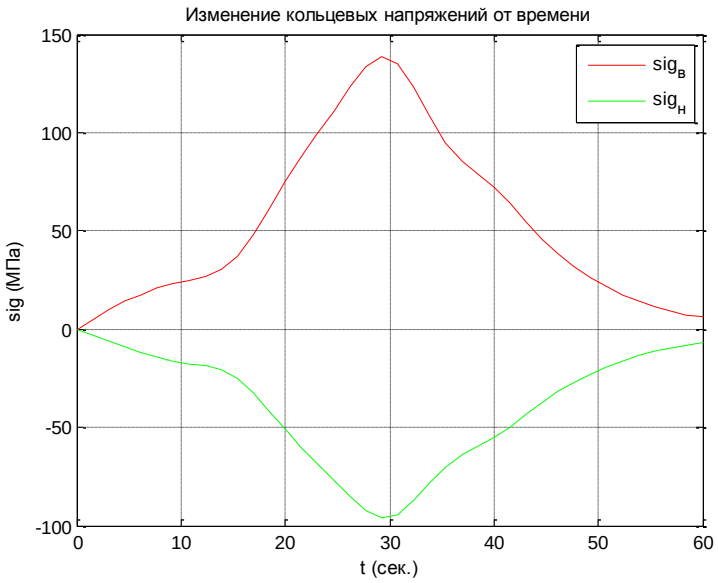


Рис.3. Изменение напряжений в месте установки тензодатчика, на внутренней и наружной поверхностях патрубка АПВ

Получив корректное решение, переходим к наиболее опасной зоне конструкции. Самой напряженным местом конструкции, как и показывает практика, является зона сопряжения патрубка АПВ с корпусом парогенератора.

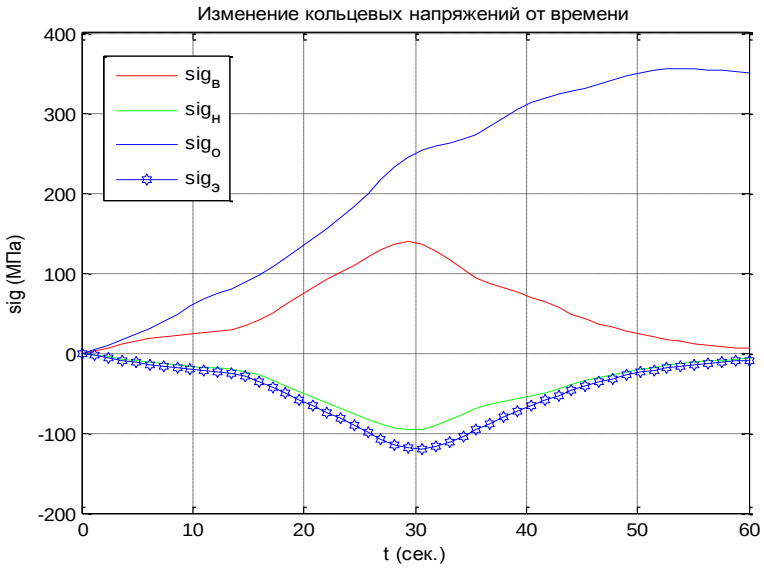


Рис.3. Изменение напряжений во времени патрубка АПВ

ЛИТЕРАТУРА

1. Экспериментальные исследования напряжений в конструкциях/ Под ред. Н.А.Махутова. - М.: Наука, 1992.

2. Шарый Н.В., Семишкин В.П., Пиминов В.А., Драгунов Ю.Г. Прочность основного оборудования и трубопроводов реакторных установок ВВЭР. М.:, Наука, 2004г.

3. Афров А. М., Андрушечко С. А., Украинцев В. Ф., Васильев Б. Ю., Косоуров К. Б., Семченков Ю. М., Кокосадзе Э. Л., Иванов Е. А. ВВЭР-1000: физические основы эксплуатации, ядерное топливо, безопасность. — М.: Университетская книга, Логос, 2006. — 488 с.

ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТАНКА НА КАЧЕСТВО ОБРАБАТЫВАЕМОЙ ПОВЕРХНОСТИ

EFFECT OF DYNAMIC MACHINE-TOOL FEATURES FOR QUALITY OF MACHINING SURFACE

В.Г.Каймин[1] - магистрант, **Ф.С.Сабиров**[1] – д.т.н., проф.,
У. Земмлер[2] – д.т.н.
[1]Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования Московский государственный технологический университет «СТАНКИН»
[2]Фраунгоферовский институт металлорежущих станков и обработки давлением (г. Хемниц, Германия), kaymin.sl@gmail.com

Annotation. This research scientific work examines the opportunity of receiving high roughness values (Ra 0, 20) by cutting tapered surface of one of the detail with a help of edge tool. The detail has a number of specific features: the tapered surface is located in the inner chamber, radial runout tolerance is 0,03mm, small size (11x18 мм), and complexity of cutting tool approaching. Formerly, high roughness values of inner tapered surface of a detail were achieved by bench finishing (grinding) after the lathe machining. This way is quite laborious and it gives a large amount of throw-out. The object of research is fluctuations and vibration of the machine tool.

В процессе формообразования деталей на их поверхности появляется шероховатость. Она может быть следом от резца или другого режущего инструмента, может появляться вследствие вибраций, возникающих при резании, а также из-за вынужденных вибраций самого станка. Шероховатость поверхности является одной из основных геометрических характеристик качества поверхности деталей и оказывает влияние на эксплуатационные показатели машины. [1]

В данном исследовании рассматривается возможность получения высоких показателей шероховатости (Ra 0,20) путем резания лезвийным инструментом конической поверхности детали (рис.1). Деталь имеет ряд особенностей: коническая поверхность расположена во внутренней полости, допуск радиального биения составляет 0,03 мм, малые габариты (11x18 мм), а также сложность подвода режущего инструмента.

Ранее высокие показатели шероховатости внутренней конической поверхности детали обеспечивались ручной доводкой после токарной обработки путем притирки. Такой способ доводки весьма трудоемкий и давал большой процент брака.

Появилась задача, обработать коническую поверхность на станке за один установ вместе с обработкой внутренних поверхностей, чтобы исключить доводочные операции. Обрабатываемый материал - нержавеющая сталь 12Х18Н10Т-ВД. Рекомендуемая скорость резания - 90 м/мин.

На имеющихся токарных станках обработать коническую поверхность не удавалось из-за ограниченной частоты вращения шпинделя (у токарного станка максимальная частота 4000 об/мин, а требуется порядка 8000 об/мин). Была предложена идея обработки конической поверхности на фрезерном станке с ЧПУ

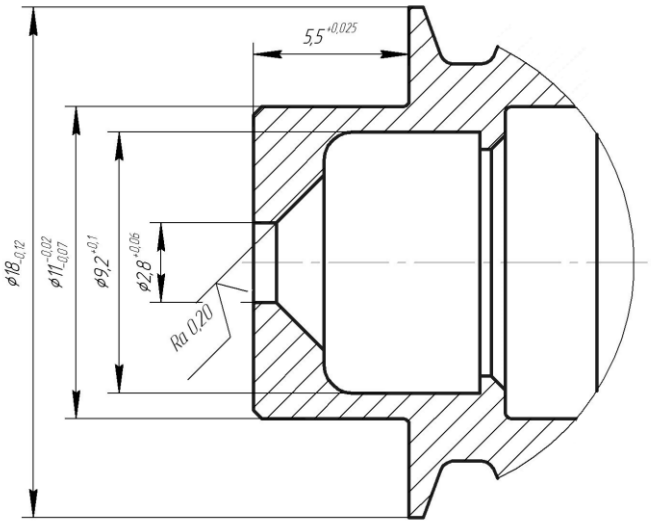
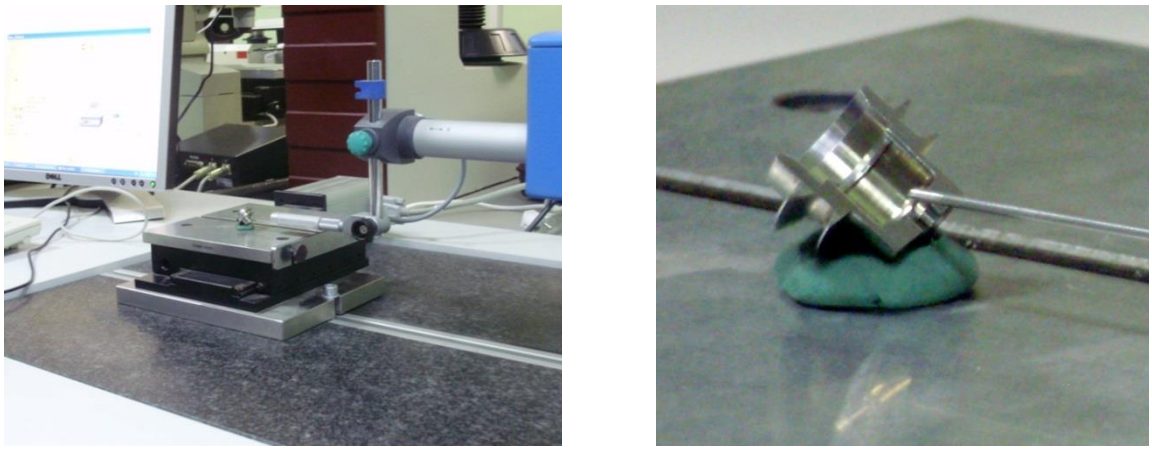


Рис. 1

модели MDV 50811, закрепив заготовку в шпинделе, а расточной резец - на столе. У станка хорошо отбалансированный шпиндель и диапазон частот от 0-15000 об/мин.

Оценка показателей шероховатости проводилась по профилограммам обработанной поверхности деталей, полученным с помощью станции контроля шероховатости Hommel Tester T8000 (рис. 2). Станция предназначена для определения большинства параметров шероховатости и контура поверхности по действующим в настоящее время стандартам. Одна из полученных профилограмм показана на рис. 3.



а *б*

Рис. 2. Общий вид станции для оценки шероховатости поверхности (а) и контролируемая деталь (б)

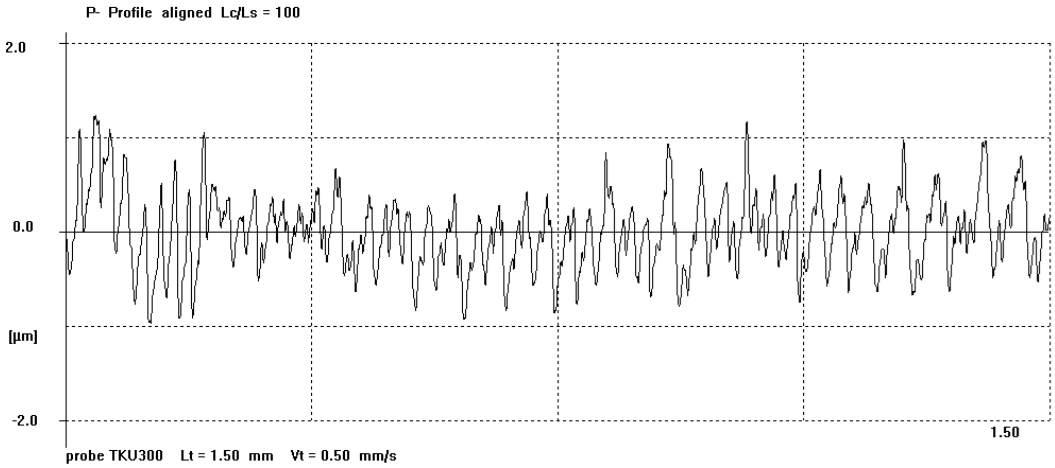


Рис. 3. Профилограмма конической поверхности образца, обработанного на фрезерном станке с ЧПУ без СОЖ

На профилограмме отчетливо видны периодические погрешности профиля, которые связаны с колебаниями элементов упругой системы во время обработки. Для определения источников вибрации были получены частотные характеристики упругой системы, спектры вибрации, спектры огибающих вибрации по методике и с помощью программ анализа, описанным в [2]. Спектр вибрации, показанный на рис. 4, свидетельствует о колебаниях резца с частотой 8,6 кГц. Меры, предпринятые для устранения колебаний резца, позволили в дальнейшем вести обработку без вибрации.

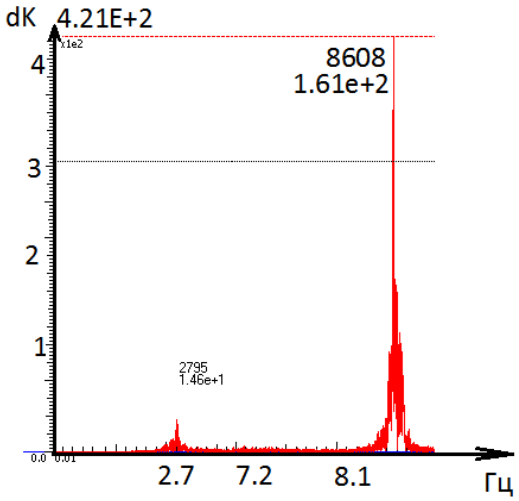


Рис. 4. Спектр вибрации (виброускорения резца при резании конуса)
Ось Х – частота в Гц, ось У- амплитуда, в условных единицах dK

Точение конической поверхности, выдерживая постоянство скорости резания, т.е. с переменной частотой вращения шпинделя дала результаты хуже, чем при резании с постоянной частотой вращения соответствующей среднему диаметру конуса.

При резании с постоянной скоростью резания (бесступенчатое изменение частоты вращения по мере изменения диаметра) получены следующие результаты: Ra=0.29 мкм, Rz=1.71 мкм, Rmax=2.00 мкм.

Резание с постоянной частотой вращения, соответствующей резанию со скоростью 90 м/мин при среднем диаметре конической поверхности, дало следующие результаты: Ra=0.13 мкм, Rz=0.83мкм, Rmax=1.28 мкм.

Таким образом, полученные данные позволяют назначать режимы обработки, которые обеспечивают заданную шероховатость Ra 0,20 при лезвийной обработке конической поверхности деталей, не прибегая к дополнительной обработке.

ЛИТЕРАТУРА

1. Металлорежущие станки. Под ред. Бушуева В.В. Том 1. М.: Машиностроение, 2011. – 608 с.
2. Козочкин М.П., Маслов А.Р., Сабиров Ф.С. Испытания и диагностика технологического оборудования. Учебное пособие. М.: ИЦ МГТУ «СТАНКИН», 2012. – 250 с.
3 . Кудинов В.А. Динамика станков М.: Машиностроение, 1967. – 368 с.
4. Сабиров Ф.С., Производительность и точность в рабочем пространстве станков М.: ФГБОУ ВПО МГТУ «СТАНКИН», 2012 – 175 с..

АДАПТИВНАЯ СИСТЕМА ФИЛЬТРАЦИИ ЗАДАЮЩИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ БЫСТРОХОДНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

ADAPTIVE FILTERING SYSTEM OF CONTROL ACTIONS OF THE HIGH-SPEED TRACKED VEHICLES MOVEMENT SYSTEM

Е.К.Карпов – асп., асс.
ФГБОУ ВПО «Курганский государственный университет»

Abstract. The report provides a brief description of the oscillatory process that occurs during the change of course angle for a high-speed tracked vehicle. Characteristics of an advanced filtration system of control actions are described. The problem of increasing the robustness of the control algorithm by introducing feedback is solved. The results of computer simulations are presented.

ВВЕДЕНИЕ

Подвижность, оцениваемая скоростными качествами, является одним из основных эксплуатационных свойств быстроходных гусеничных машин (БГМ). Росту потенциальных скоростных качеств способствует повышение удельной мощности, совершенствование трансмиссий, систем управления движением и информационного обеспечения в целом. Однако реализация технических возможностей, заложенных в конструкцию гусеничных машин, существенно ограничивается рядом явлений и физических эффектов, одним из которых является возникновение нежелательных вторичных реакций на управляющие воздействия – колебательных процессов.

ЦЕЛИ И НОВИЗНА

Для повышения степени реализации потенциальных скоростных качеств машины в систему управления был введён преобразователь задающих воздействий, организованный так, что действия водителя, направленные на изменение курса, не вызывают колебаний корпуса в горизонтальной плоскости, что привело к повышению динамики и управляемости гусеничной машины. Предлагаемое решение было осуществлено с помощью Shaping-алгоритмов. С их применением построена разомкнутая система управления – фильтр, которая обеспечивает компенсацию колебаний БГМ путём корректировки задающих воздействий. Такой подход является новым в теории автоматизированного управления процессом движения транспортных машин.

Это позволило повысить уровень реализации скоростных свойств быстроходной гусеничной машины, снизить требуемый уровень квалификации механика–водителя и степень его утомляемости. Однако, как показало моделирование, эффективность работы shaper-системы фильтрации сильно зависит от линейной скорости БГМ. В связи с этим в ходе данной работы предлагается исследовать возможность организации обратной связи по скорости машины таким образом, чтобы производилась корректировка коэффициентов применяемых shaping-алгоритмов.

СУЩЕСТВУЮЩЕЕ РЕШЕНИЕ

В последнее время для систем у которых управляемые параметры зашумлены или трудноизмеряемы разрабатываются Shaping-алгоритмы управления. Одним из их важных преимуществ является простота их реализации в микропроцессорных системах и системах управления на основе программируемых логических контроллеров.

Принцип работы Shaping-алгоритмов заключается в формировании управляющего сигнала путём свёртки задающего управляющего воздействия с последовательностью импульсов в виде дельта-фунцкции Дирака[1]. Эффективность алгоритма определяется количеством импульсов, их длительностью и амплитудой. Суммарное задающее воздействие на объект остаётся тем же, но перераспределяется во времени. За счёт относительного увеличения времени переходных процессов системы обеспечивается

компенсация колебаний, а сдвиг управляющего воздействия на половину периода вычисленных колебаний объекта управления обеспечивает в идеальном случае полное их подавление.

Синтезируемый алгоритм коррекции управляющего воздействия, реализуемый фильтрами должен предотвращать возбуждение и гашение нежелательных колебаний, обеспечить требуемое быстродействие, робастность, точность при ограниченных затратах мощности на компенсацию отклонений. Проведённый анализ уравнений движения гусеничной машины показывает, что в процессе поворота происходят колебания корпуса в горизонтальной плоскости, приводящие к снижению управляемости и увеличению времени изменения курсового угла[2].

Процесс вращательного движения быстроходной гусеничной машины вокруг вертикальной оси описывается дифференциальным уравнением[3]:

$$I_z \cdot \ddot{\varphi} + \frac{\dot{\varphi}}{\upsilon} \cdot \sum_{i=1}^{n} C_{yi} \cdot l_i^2 + 0.5 \cdot C_{ПР} \cdot \varphi = M_П ,$$

где I_z – момент инерции машины вокруг вертикальной оси;

φ – курсовой угол и его производные;

V – линейная скорость;

l_i – продольная координата i-ой оси опорных катков, относительно центра масс;

C_{yi} – коэффициенты сопротивления уводу i-ой оси;

n – число осей опорных катков;

$C_{ПР}$ – приведённая жёсткость;

$M_П$ – поворачивающий момент.

Для компьютерного моделирования все построения проводились с помощью интерактивного инструмента моделирования Simulink системы MATLAB, и все фильтры были реализованы с помощью сумматоров, пропорциональных звеньев и звеньев чистого запаздывания. Исследовалась возможность применения ZV– , ZVD–, UM-ZV-фильтров. На управляющий вход системы с различными регуляторами подавалось единичное ступенчатое воздействие и определялась реакция на него (рисунок 1). На рисунке так же обозначена 5%-зона около установившегося значения для большей наглядности.

Результаты сравнения времени переходного процесса и перерегулирования для различных систем представлены в таблице 1.

Таблица 1. Эффективность shaper-фильтров

	Без фильтра	ZV-Shaper	ZVD-Shaper	UM-ZV-Shaper
Перерегулирование, %	15.3	0.8	0.1	4
Время переходного процесса, с	3.0	1.6	2.2	1.6
Уменьшение времени переходного процесса, %	0	47	27	47

Из полученных результатов можно сделать вывод о высокой эффективности подавления колебаний и возможности применения shaper-фильтров в системе управления движением быстроходной гусеничной машины. Наилучшие результаты показал ZV-Shaper, однако качественные характеристики данного фильтра сильно зависят от стабильности характеристик объекта, для управления которым он применяется. UM-ZV-Shaper при схожей эффективности является более требовательным к возможностям системы по реверсированию задающих воздействий в процессе своей работы.

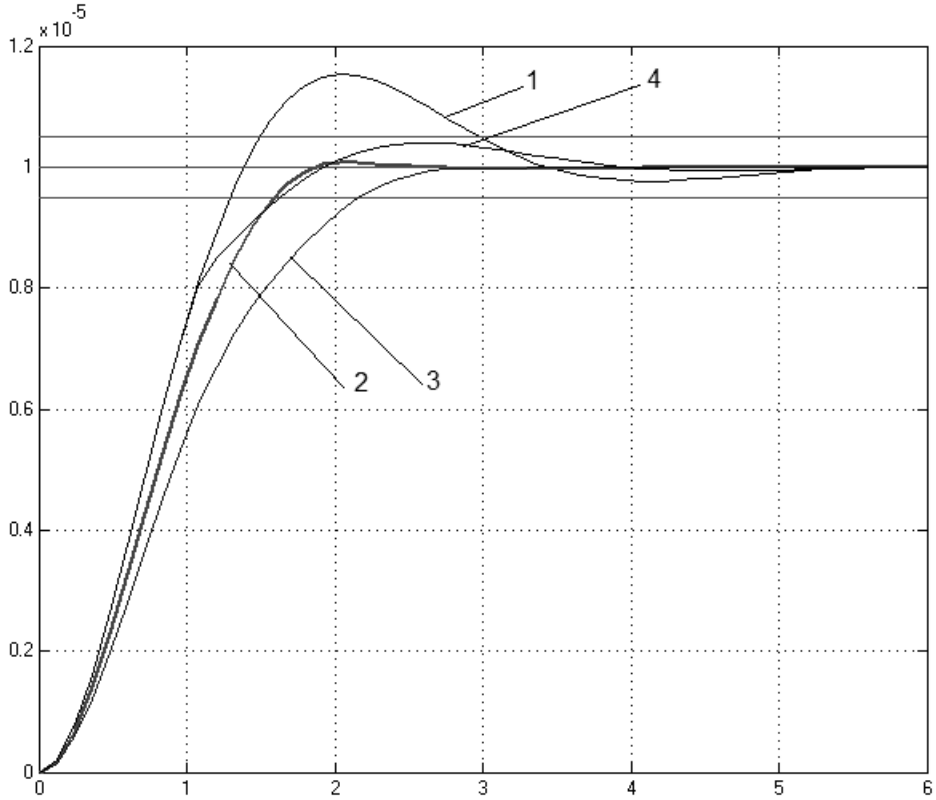


Рис. 1. Реакция системы на единичное задающее воздействие
1 – без Shaper-фильтра, 2 – ZV-фильтр, 3 –ZVD-фильтр, 4 – UM-ZV-фильтр

СИНТЕЗ АДАПТИВНОГО АЛГОРИТМА ФИЛЬТРАЦИИ

Анализ исходного уравнения вращательного движения быстроходной гусеничной машины вокруг вертикальной оси показал, что большое влияние на динамику данного процесса оказывает линейная скорость транспортной машины – V. Данный параметр легко измеряем, и в машине уже установлено необходимое оборудование, что даёт возможность его учёта при минимальных модификациях системы. В ходе работы shaper-фильтра необходимо переопределять его коэффициенты, в зависимости от скорости машины: A1 – величина первого сигнала, A2 – величина второго сигнала, t2 – время запаздывания второго сигнала.

Определим начальные условия и ограничения системы:

1) shaper-фильтр будет применяться при скоростях БГМ от 10 м/с (36 км/ч) до 20 м/с (72 км/ч);

2) максимальный коэффициент пропорционального увеличения задающего воздействия при Vmin = 2, при Vmax = 1;

3) перерегулирование – σ в крайних точках не должно превышать 1%, а время переходного процесса должно быть минимальным;

4) перерегулирование на всей области применения алгоритма не должно превышать 5%, а время переходного процесса – стремиться к минимуму.

Был произведён расчёт ZV-shaper-фильтров при предельных скоростях с учётом установленных ограничений. Сравнения исходных систем с полученными – представлено на рисунке 2.

При скорости, стремящейся к 10 м/с, необходимо повышать динамику системы, а величина первого сигнала должна удовлетворять неравенству A1>1. При скорости, стремящейся к 20 м/с, – основная задача – борьба с перерегулированием. Точкой перехода от увеличения динамики к подавлению колебаний является такая скорость транспортной машины, при которой перерегулирование равно 5%.

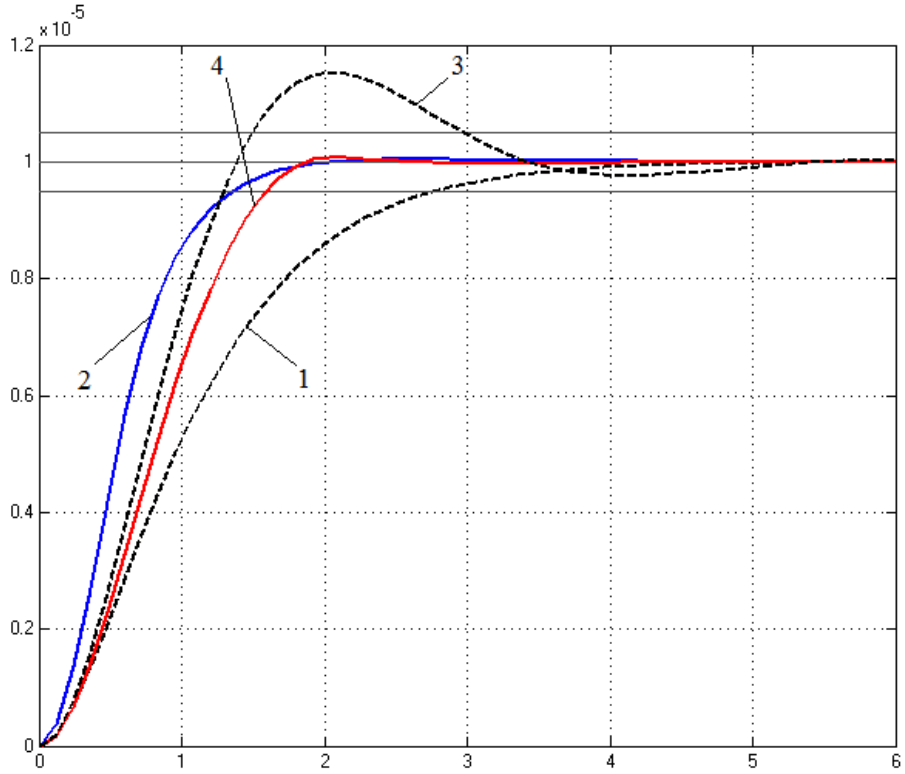


Рис. 2. Эффективность алгоритмов фильтрации при разных скоростях: 1 – V=10 м/с, без фильтра; 2 – V=10 м/с, ZV-shaper; 3 – V=20 м/с, без фильтра; 4 – V=20 м/с, ZV-shaper

В ходе моделирования была определена зависимость A1, A2, t2 от V, удовлетворяющая заданным условиям. Результаты сравнения эффективности систем различных конфигураций приведены в таблице 2. Сравнивались системы управления движением быстроходной гусеничной машины без преобразования задающих воздействий, существующий shaper-фильтр и адаптивный shaper-фильтр.

Таблица 2. Сравнение различных систем регулирования

	Vmin		**V1=12.5 м/с**		**Vпер**		**V2=17.5 м/с**		**Vmax**	
	Тпп, с	**σ, %**	**Тпп, с**	**σ, %**	**Тпп, с**	**σ, %**	**Тпп, с**	**σ, %**	**Тпп, с**	**σ, %**
Без фильтра	2.78	0	2.00	1.0	1.61	5	2.95	10.3	2.98	15.3
Исходный фильтр	3.56	0	3.00	0.2	2.62	0.5	1.89	0.4	1.59	0.9
Адаптивный фильтр	1.36	0.5	1.44	2.7	1.61	5	1.55	4.1	1.59	0.9

Анализ полученных результатов показал, что система управления движением с адаптивным фильтром эффективнее по времени переходного процесса системы без фильтрации на 33%, а системы с ZV-фильтром – на 40%. По перерегулированию адаптивный фильтр показал результаты несколько хуже, чем ZV-shaper, однако оно укладывается в исходные ограничения, также перерегулирование меньше на 58%, чем у системы без фильтра.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Организация обратной связи в системах управления, содержащих shaper-фильтры приводит к повышению их быстродействия и робастности системы в целом. Одновременно с этим распределённость управляющих сигналов во времени уменьшает влияние чистого запаздывания в линии обратной связи, вызванного технологическими особенностями объекта. Однако отсутствие методики расчёта коэффициентов для обратной связи фильтров в данный момент значительно осложняет разработку таких систем. Дальнейшее развитие этой автоматизированной системы управления движением быстроходных гусеничных машин предполагает совершенствование и упрощение процесса вычисления амплитуд и моментов времени импульсов применяемых фильтров, а также переход от ZV-shaper-фильтров к ZVD-shaper-фильтрам, обеспечивающими лучшие передаточные характеристиками, но более сложными при расчёте.

ЛИТЕРАТУРА

1. Lawrence J., Singhose W. Robustness of Input Shaping to Non-linear Crane Dynamics // Woodruff School of Mechanical Engineering Georgia Institute of Technology – Atlanta, Georgia 2008. – 30 с.

2. Держанский В.Б. и др. Алгоритмы управления движением транспортной машины: Монография // В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин. – Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2010. –142 с.

3. Держанский В.Б. и др. Прогнозирование динамической нагруженности гидромеханических трансмиссий транспортных машин // В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин. – Екатеринбург: УрО РАН, 2010. –176 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ТРОСОВЫХ ДОРОЖНЫХ УДЕРЖИВАЮЩИХ ОГРАЖДЕНИЙ И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ

SIMULATION OF WIRE ROPE SAFETY BARRIERS AND THEIR PARTS

И.А. Карпов – асп., инж., **И.В. Демьянушко** – д.т.н., проф.
М.Е. Болдырева – инж.
Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)

Abstract. Safety of road users one of the most important task for road engineers. Road barriers is good way to increase road safety. Cable barrier is new type of the barriers for Russia. Experience of using MSC.Nastran program for simulation impact of wire rope safety barriers and their parts is presented. The article observes different wire rope models, soil and post interaction and whole barrier model.

Аннотация. Безопасность - это один из основных параметров дорожного движения, а дорожные ограждения являются эффективным способом её повышения. Перспективным видом ограждений являются тросовые ограждения. В работе описан опыт применения программных комплексов MSC.Nastran для моделирования ударных воздействий на тросовое ограждения и его элементы. Дается сравнение различных моделей троса, моделирование взаимодействия стойки и грунта, также рассматривается модель самого ограждения.

ВВЕДЕНИЕ

Среди всех видов дорожно–транспортных происшествий (ДТП) наиболее опасными являются лобовые столкновения транспортных средств и съезды автомобилей с проезжей части. Одним из эффективных способом снижения тяжести такого рода ДТП является установка дорожных удерживающих ограждений. В отечественной практике дорожного строительства наиболее широко применяются барьерные (Рис. 1 (а)) и парапетные дорожные ограждения (Рис. 1 (б)). В то же время за рубежом (США, Канада, Австралия, Скандинавские страны) на протяжение последних 15 лет все более широкое распространение получают тросовые ограждения (Рис. 1(в)). С недавнего времени эти ограждения стали устанавливать и в России. Опыт установки и применения этого вида ограждений в нашей стране описан в [1].

(а) (б) (в)

Рис. 1 Дорожные ограждения: (а) – барьерные; (б) – парапетные; (в) – тросовые

Моделирование работы тросовых ограждений и их элементов

Тросовые ограждения представляют собой 3 или 4 троса, проходящих через стойки, устанавливаемые в цилиндрические бетонные гильзы, находящиеся в грунте. Принцип работы этих ограждений заключается в следующем: при соударении автомобиля с ограждением, автомобиль начинает взаимодействовать с главным рабочим элементом ограждения (тросом), последний деформируется и передает усилия на стойки, которые, в свою очередь, передают его на грунт. Основное гашение энергии происходит за счет работы внутренних сил в тросе, стойках и грунте, в которые переходит кинетическая

энергия ударяющего объекта.

Все ограждения, в том числе тросовые, требуют проведения сертификационных испытаний, одно из которых заключается в проведении дорогостоящих полномасштабных краш-тестов. Для того, чтобы снизить расходы на эти испытания и оптимизировать работу ограждений была предпринята попытка создания их конечно-элементной модели. Основными элементами моделирования выступали тросы, стойки и грунт. Рассмотрим каждый из элементов по отдельности.

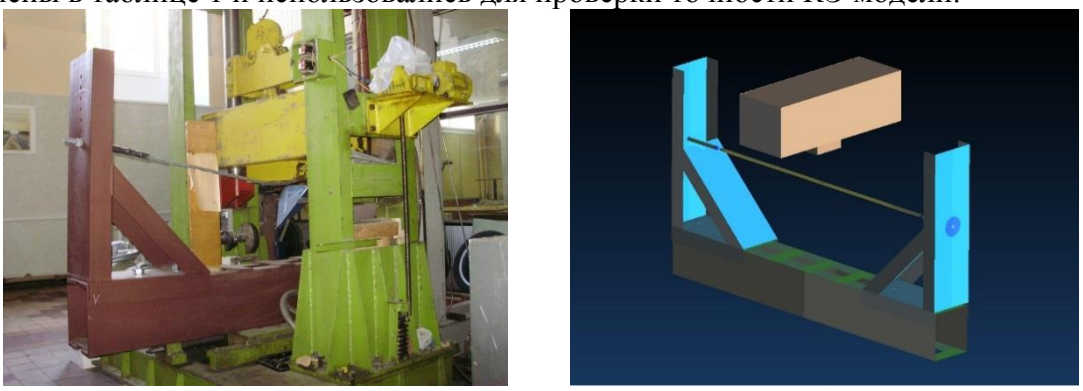
Модель троса

Создание конечно-элементной модели троса осуществлялось в несколько этапов. В начале были выявлены основные физико-механические свойства троса, затем на их основе были созданы несколько моделей, и в заключении, работу полученных моделей сравнили с работой реальных тросов на ударное воздействие.

1 Лабораторные испытания тросов

Лабораторные испытания тросов проходили в два этапа. На первом этапе трос закреплялся в специальных захватах и к нему прикладывалась продольная статическая нагрузка до разрушения. Результатом этих испытаний стала диаграмма деформирования троса из которой был получен его модуль упругости.

На следующем этапе испытаний трос подвергался действию поперечной ударной нагрузки. Трос закреплялся на специальном стенде (Рис. 2 а) и на него несколько раз сбрасывался груз в 900 кг с высоты 381 мм и 0 мм. Для того, чтобы условия работы троса были наиболее близки к реальным, трос крепился к стенду с помощью стяжных устройств, которые позволяли создавать начальное натяжение. Результаты испытаний представлены в таблице 1 и использовались для проверки точности КЭ модели.

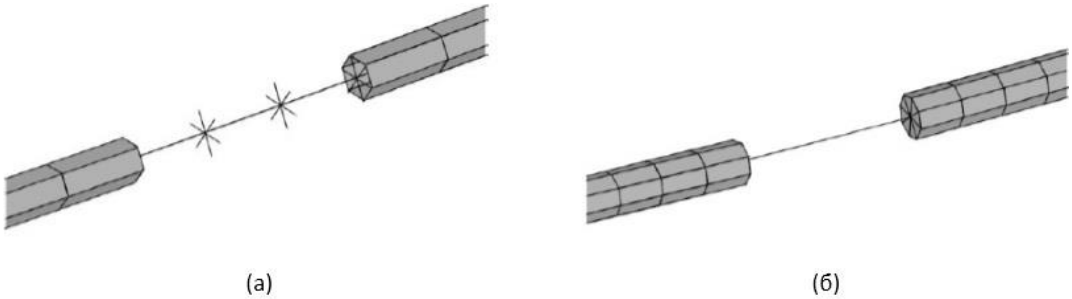


(а) (б)

Рис.2 Испытательный стенд: (а)- реальный; (б) – КЭ модель

2 Конечно-элементные модели тросов

На основе экспериментов были разработаны две конечно-элементные модели. Первая модель балочно-оболочечная. Она состоит из балок в формулировке Huges-Lui с применением упругого материала MAT_ELASTIC (MAT_001). Поверх балочных элементов моделировались оболочки с применением MAT_NULL (MAT_009), которые связывались с тросом NODAL_RIGID_BODY элементами. Вторая модель состоит из Discrete Beam (Type 6) балок с применением MAT_CABLE_DISCRETE_BEAM (MAT_069) и внешних твердотельных элементов из MAT_PIECEWISE_ LINEAR_PLASTICITY (MAT_024).



(а) (б)

Рис. 3 КЭ модели тросов: (а) балочно-оболочечная; (б) балочно-твердотельная

Сравнение результатов экспериментов и моделирования приведено в таблице 1.

Таблица 1. Сравнение результатов эксперимента и расчета испытаний тросов

Высота падения груза, мм	Эксперимент, мм	Расчет, мм		Погрешность, %	
		Оболочки+ балки	Твердотелы+ балки	Оболочки+ балки	Твердотелы+ балки
381 мм	146	122	140	16.4%	4.1%
0 мм	118	102	112	13.6%	5.1%
			Средняя погрешность	15.0%	4.6%

Как можно видеть из таблицы 1, балочно-оболочечная модель дает значения ниже экспериментальных. Это можно объяснить тем, что во-первых реальная площадь троса (154.84 мм^2) меньше, чем площадь балки, которой ее моделировали (283,53 мм^2), во-вторых жесткость троса на изгиб меньше, чем жесткость балки такого же сечения. Вторая модель показала лучшую сходимость с экспериментом, но применение ее при моделировании краш-тестов всего ограждения показало, что она теряет устойчивость при контакте с гранями оболочек (к примеру гранями стоек) из-за «слабых» внешних твердотельных элементов.

Модели стойки

Стойки - один из основных элементов ограждения, от конструкции которого во многом и будет зависеть удовлетворение всего ограждения требованиям безопасности. К стойкам тросового ограждения применяют следующие требования:

- Стойки должны быть легкодеформируемыми, чтобы не создавать сопротивления движению автомобиля.
- Стойки должны быть как можно более жесткие, чтобы обеспечить минимальный прогиб.
- Основания стоек не должны поворачиваться в грунте. Это требование является необходимым для обеспечения ремонтопригодности ограждения после удара.

Первые два требования находятся в противоречии, поэтому подбор оптимальной конструкции стойки сложен и требует проведения множества испытаний. По причине того, что стойка находится в грунте, рабочие параметры системы стойка-грунт, во многом будут определяться именно грунтом. Но известно, что характеристики грунта существенно изменяются в зависимости от погодных условий, географического положения и множества других факторов. Поэтому для каждой конструкции стоек необходимо проводить испытания для большого количества грунтов. Для того, чтобы узнать рабочие характеристики стойки без проведения дорогостоящих натурных испытаний, была предпринята попытка моделирования системы стойка-грунта численно.

Для описания геометрии стойки были использованы полностью интегрируемые элементы с 5 точками интегрирования по толщине, чтобы предотвратить hourglassing и

обеспечить максимальную точность (Рис. 4). Для описания других металлических частей использовались оболочечные элементы в формулировке Belytschko-Tsay с 3 точками интегрирования по толщине. В качестве модели материала для стальных деталей был выбран из MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY (MAT_024), позволяющий задавать кривую деформирования с возможностью разрушения объекта моделирования.

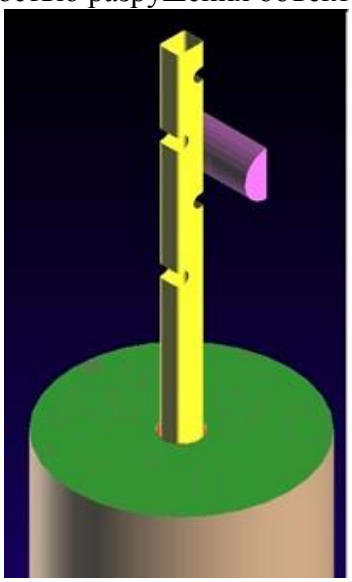


Рис. 4 КЭ модель стойки

Для описания грунта использовалась модель материала FHWA_SOIL_MAT (MAT_147), которая специально разрабатывалась для моделирования ударных взаимодействий грунта и дорожных конструкций. Основным достоинством материала является то, что, несмотря на нелинейную постановку, требуемые параметры модели совпадают с основными параметрами механических свойств грунтов (угол внутреннего трения, удельное сцепление и т.д.), и поэтому могут быть найдены в справочниках. Рекомендуемые значения остальных параметры можно найти в [2]. Недостаток этой модели заключается в том, что она остается стабильной только при небольших деформациях, т.к. обычно грунты, в которые устанавливаются дорожные конструкции сильно уплотнены. Более подробно применение моделей грунтов с учетом больших деформаций описано в [3,4].

Для того, чтобы установить адекватность модели была проведена серия испытаний (Рис. 5). Во время испытаний снимали такие показания, как силы в тросе, который создавал тянущее усилие и максимальные перемещения грунта. В результате сравнения расчета и эксперимента было получено, что погрешность определения сил в тросе составила 7%, а погрешность определения перемещений грунта 14%.

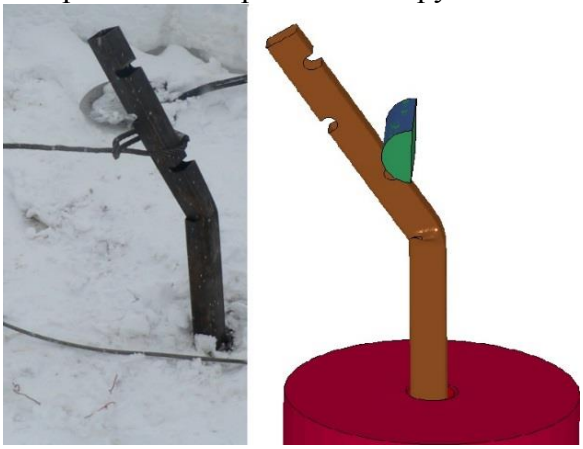


Рис. 5 Результат испыатний и результат работы модели

Модель ограждения

Модель всего ограждения состоит из трех основных компонентов: троса, стоек и автомобиля. Первые два были рассмотрены в предыдущих разделах. Модель грунта не включалась в общую модель, т.к. при нормальной работе ограждения гильза почти неподвижна (см. раздел 3). Автомобиль в общей модели рассматривался как абсолютно твердое тело. Такая модель идет в «запас» ограждения, так как деформируемый кузов автомобиля поглотил бы часть энергии. Примеры работы модели показаны на Рис. 6. Сравнение натурных испытаний и работы модели показали, что погрешность определения прогиба составляет около 13 %.

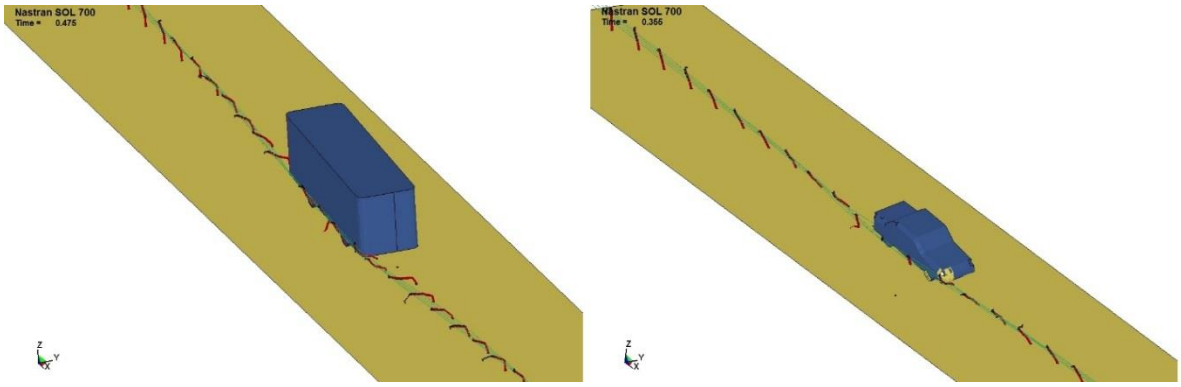


Рис.6 Модели ограждений во время наезда: (а) автобуса; (б) автомобиля

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Метод конечных элементов с учетом нелинейностей использовался для описания столкновения автомобиля и тросовых ограждений. Сравнение результатов экспериментов и результатов численного моделирования позволяют сказать, что предложенные модели достаточно точно описывают процесс столкновения автомобиля и ограждения, и могут применяться на производстве для снижения стоимости работ по их проектированию.

ЛИТЕРАТУРА

1. Важная роль тросовых ограждений / И.В. Демьянушко; А.Г. Общев; С.А. Сторожев // Автомобильные дороги.- 2012.- №3, с. 48.
2. Reid J.D., Coon B.A. - Evaluation of LS-DYNA Soil Material Model 147. - 2004.
3. Карпов И.А., Демьянушко И.В. - Моделирование наезда автомобиля на стойку дорожного ограждения.– 2013.- №10, с. 16.
4. Kulak R.F. and Bojanowski C., Modeling of Soil-Structure Interaction in Presence of Large Deformations in Soil, Paper No. 11-2287, 90th Transportation Research Board Annual Meeting, Washington, D.C., January 23-27, 2011

ФЕНОМЕНОЛОГИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЕФОРМИРОВАНИЯ МАТЕРИАЛА В АГРЕССИВНОЙ СРЕДЕ

PHENOMENOLOGICAL MODEL OF DEFORMATION OF A MATERIAL IN HOSTILE ENVIRONMENT

О.Г.Киквидзе[1]- д.т.н., проф., **З.Ж.Турдалиева**[2] - магистр
[1]Государственный университет Ак.Церетели (г.Кутаиси, Грузия)
[2]Каспийский государственный университет технологий и инжиниринга им. Ш.Есенова (г.Актау, Республика Казахстан)

Abstract. The model of durability of a material in hostile environment on the basis of the theory of structural parameters is offered. As structural parameter damage of a material is entered into the kinetic equation. The technique of determination of parameters of the kinetic equation is developed using the theory of planning of experiment. Calculation of coefficients of regression is carried out in Mathcad.

Для предотвращения аварийных ситуаций необходимо прогнозирование ресурса материала с учетом реальных ремонтно-восстановительных работ. Предположим, что деформации малы. Представим полную деформацию в виде суммы упругих ε^e и структурных ε^s деформаций: $\varepsilon = \varepsilon^e + \varepsilon^s$.

Упругая деформация определяется по закону Гука. Структурные деформации связаны с воздействием агрессивной среды, что изменяет физико-механические свойства материала. Для описания структурных деформаций используем феноменологический подход. С точки зрения прикладного значения и удобства для инженерных расчетов наиболее приемлемым представляется теория структурных параметров [1].

Предположим, что скорость структурных деформаций ξ^s является функцией напряжения и некоторого числа структурных параметров q_i:

$$\xi^s = \phi(\sigma, q_1, q_2, ..., q_n) \qquad (1)$$

Примем, что скорости структурных деформаций и поврежденности являются функциями напряжений, поврежденности и концентрации агрессивных химических элементов:

$$\xi^s = \xi^s(\sigma, \omega); \dot{\omega} = \dot{\omega}(\sigma, \omega, c) \qquad (2)$$

где ξ^s - скорость структурных деформаций, ω - поврежденность материала.

В начальный момент времени поврежденность равна нулю, а при разрушении – единице:

$$t = 0; \omega = 0; t = t_* \omega = 1 \qquad (3)$$

Поврежденность и концентрация агрессивных химических элементов являются структурными параметрами. Они представляют собой скалярные величины. За меру поврежденности может быть принято отношение максимальной толщины поврежденного слоя к исходной толщине образца:

$$\omega(t) = h(t) / h_0 \qquad (4)$$

Такое представление мери поврежденности удовлетворяет условиям (3) и дает возможность измерить структурный параметр в макро экспериментах.

Представим зависимости (2) в виде степенных функций:

$$\xi^s = \frac{k\sigma^\nu}{1-\omega}; \dot{\omega} = \frac{b\sigma^n c^m}{1-\omega} \qquad (5)$$

где: k, ν, b, n, m - параметры материала постоянные при определенной концентрации агрессивной среды.

Во время эксплуатации трубопроводов в агрессивных средах разрушение наступает

при малых деформациях и носит хрупкий характер.

Концентрация агрессивной среды, строго говоря, является функцией времени и связано с диффузионным процессом между водой и металлом, изменением физико-химического состояния среды. Если не будем учитывать диффузионные процессы, то при определенном значении концентрации имеем следующее выражение для поврежденности материала:

$$1-(1-\omega)^2 = 2b\sigma^n c^m t \qquad (6)$$

Следовательно, время хрупкого разрушения определяется как:

$$t_* = \frac{1}{(r+1)b\sigma^n c^m} \qquad (7)$$

Если поделить первое уравнение (5) на второе и проинтегрировать при начальных условиях: $t=0, \varepsilon^s=0, \omega=0$, то получим выражение для определения фазовых деформаций:

$$\varepsilon^s = \frac{k}{b}\sigma^{\nu-n}c^{-m}\omega \qquad (8)$$

Из уравнения (6) видно, что структурные деформации и поврежденность материала взаимосвязаны. Формулы (6) и (8) используются для построения плана эксперимента. Определение постоянных k, ν, b, n, m возможно на основе полного факторного плана (ПФП) или дробного факторного плана (ДФП) в виде полу реплики. Независимыми факторами являются напряжение, время и концентрация агрессивной среды.

Прологарифмируем уравнение (6) и введем обозначения:

$$y = \ln[1-(1-\omega)^2], a_0 = \ln(2b), \ln\sigma = x_1, \ln c = x_2, \ln t = x_3, n = a_1, m = a_2 \qquad .(9)$$

Кодированные значения факторов определим как:

$$\tilde{x}_i = (x_i - x_{i0})/I_i$$

где $x_i, x_{i0,} I_i$ - натуральное значения факторов, натуральные значения факторов на основном уровне и интервал варьирования соответственно.

Значения факторов на основном уровне и интервал варьирования определяются как:

$$x_{i0} = \frac{x_{imax}+x_{imin}}{2}, \quad I_i = \frac{x_{imax}-x_{imin}}{2}, \qquad (10)$$

где: x_{imax} , x_{imin} – максимальное и минимальное значения факторов.

Тогда получим:

$$y = a_0 + a_1\tilde{x}_1 + a_2\tilde{x}_2 + \tilde{x}_3 \qquad (11)$$

Для определения трех неизвестных коэффициентов линейного уравнения (11), рациональным является построение ДФП 2^{3-1} (Таб.1). Для этого в качестве основных факторов примем напряжение и концентрацию агрессивных элементов, а фактор $\tilde{x}_3$ образуем генератором $\tilde{x}_3 = \tilde{x}_1 \cdot \tilde{x}_2$.

Таблица 1 – Дробный факторный план 2^{3-1}

Номер опыта i	Факторы j				отклик y_i
	$\tilde{x}_0$	$\tilde{x}_1$	$\tilde{x}_2$	$\tilde{x}_3$	
1	+1	+1	+1	+1	y_1
2	+1	-1	+1	-1	y_2
3	+1	+1	-1	-1	y_3
4	+1	-1	-1	+1	y_4

Коэффициенты линейного уравнения (10) определяются по формуле [2]: $a_j = \sum \tilde{x}_{ij} y_i / N \quad j = 0,...,3$ (N - число опытов).

Для определения параметров ν, k перепишем формулу (8) в виде:

$$\varepsilon^s / \omega = k\sigma^{\nu-n} c^m / b \qquad (11)$$

Построим ПФП для двух факторов типа 2^2. Количество опытов такой - же, что и в ДФП. (Таб.2).

Таблица 2. Полный факторный план 2^2

Номер опыта i	Факторы j			Отклик y_{1j}
	$\tilde{x}_0$	$\tilde{x}_1$	$\tilde{x}_2$	
1	+1	+1	+1	y_{11}
2	+1	-1	+1	y_{12}
3	+1	+1	-1	y_{13}
4	+1	-1	-1	y_{14}

Прологарифмируем (11):

$$\ln(\varepsilon^s / \omega) = \ln(k/b) + (\nu - n)\ln\sigma + m\ln c \qquad (12)$$

Введем обозначения:

$$\ln(\varepsilon^s / \omega) = y_1, \ln(k/b) = d_0, \nu - n = d_1, m = d_2, \ln\sigma = x_1, \ln c = x_2 \qquad (13)$$

Следовательно, уравнение (12) принимает вид: $y_1 = d_0 + d_1\tilde{x}_1 + d_2\tilde{x}_2$.

По представленной методике определяем параметры, характеризующие поврежденность материала по результатам измерений на образцах, вырезанных из трубопровода после определенного срока эксплуатации при подаче морской воды. Срок эксплуатации 5 лет. Для расчета используем результаты измерений на внутренней и внешней поверхностях образца. Максимальное и минимальное значения поврежденности $\omega_{\max} = 0{,}68/5 \approx 0{,}136; \quad \omega_{\min} = 0{,}28/5 \approx 0{,}056$. Максимальное и минимальное значения параметров: $x_{1\max} = \ln 8, x_{1\min} = \ln 5{,}7$, $x_{3\max} = \ln 5, x_{3\min} = \ln t_0$. Численные расчеты проведены в системе Mathcad.

ЛИТЕРАТУРА

1. Работнов Ю.Н. Введение в механику разрушения.- М.:Наука, Гл.ред.физ.-мат. лит.- 1987.-80с.

ПРУЖИНЕНИЕ МНОГОСЛОЙНОГО МАТЕРИАЛА ПРИ ИЗГИБЕ

SPRINGBACK OF MULTILAYER MATERIAL WHEN BENDING

Д.О.Киселев – студ., **Б.Ю.Сапрыкин** – асп.
С.А.Типалин – к.т.н., доц.
Московский Государственный Машиностроительный Университет «МАМИ»
(Университет Машиностроения)

Abstract. Experimentally investigated springback in the course of a bend of a two-layer material consisting of steel sheets connected by a viscoelastic element. Comparison of single-layer and multilayered materials is carried out at various bend angles and internal radiuses of a bend. The received results show considerable influence on springback of thickness of tested samples.

Пружинением листовых деталей называется упругое изменение размеров после снятия нагрузки.

Углом пружинения $\Delta\alpha$ называется разность между углом детали после снятия нагрузки и углом детали до снятия нагрузки (углом инструмента).

Пружинение отдельных участков заготовки всегда происходит в направлении, противоположном гибке. В процессе гибки, в заготовке возникают напряжения, уравновешивающие внешние нагружения. После снятия нагрузки эти напряжения и вызывают упругую деформацию детали.

Исследовались образцы из многослойного материала и проведено сравнение с однослойным материалом той же толщины.

Исследование проводилась на универсальной испытательной машине Р-20. Гибке подвергались образцы размером 40х100 из листовой стали 08кп (однослойный материал) толщиной 1, 1,5 и 2 мм и антифона (многослойный материал) толщиной 1,2, 1.5 и 2 мм. Угол инструмента и угол детали после снятия нагрузки измерялись с помощью угломера. При изучении влияния радиуса гибки на угол пружинения использовался пуансон с углом 90° и радиусами закругления 2,5; 5; 10; 15 и 20 мм. При изучении влияния угла гибки используется пуансон радиусами закругления 2,5 и 20 мм и углами 60°, 90° и 120°. Схема гибки приведена на рисунке 1. На рисунке 2 представлена использованная в ходе исследования оснастка (пуансоны и матрица).

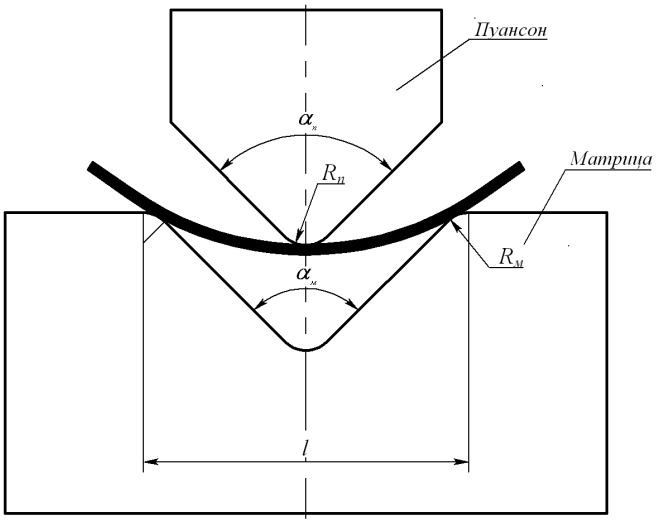


Рис.1. Схема гибки

Рис.2. Оснастка

По данным, полученным в ходе опытов, были построены графики зависимости угла пружинения от относительного радиуса закругления пуансона при угле гибки 90°, $\Delta\alpha = f(R/s)$ для стали и антифона толщиной 2 мм (рисунок 3), толщиной 1,5 мм (рисунок 4). И для стали толщиной 1 мм и антифона толщиной 1,2 мм от радиуса гибки (рисунки 5).

Также были построены графики влияния угла гибки на угол пружинения $\Delta\alpha = f(\alpha)$ для однослойного и многослойного материала толщиной 2 мм при радиусе гибки 2,5 мм (рисунок 6) и радиусе гибки 20 мм (рисунок 7), толщиной 1,5 мм при радиусе гибки 2,5 мм (рисунок 8) и радиусе гибки 20 мм (рисунок 9), толщиной 1 мм для стали и для антифона при радиусе гибки 2,5 мм (рисунок 10) и радиусе гибки 20 мм (рисунок 11).

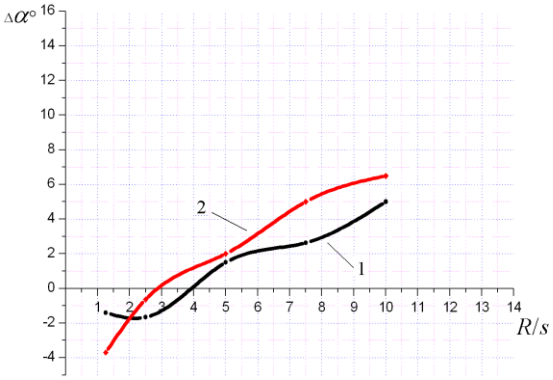


Рис.3. Сталь и антифон толщиной 2 мм (1-однослойный материал, 2- многослойный материал)

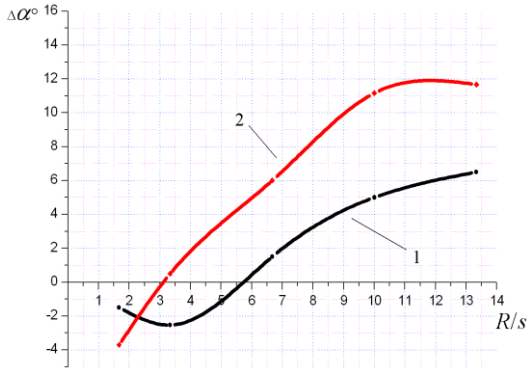


Рис.4. Сталь и антифон толщиной 1,5 мм (1-однослойный материал, 2- многослойный материал).

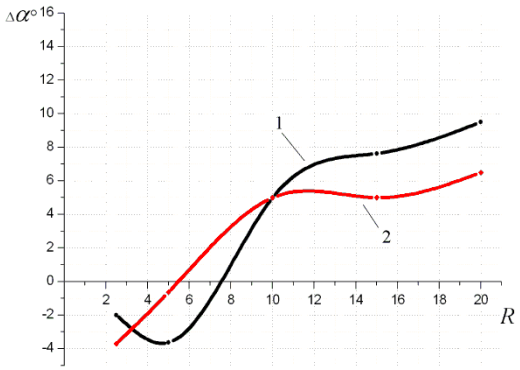


Рис.5. Сталь толщиной 1мм и антифон толщиной 2 мм (1-однослойный материал, 2- многослойный материал)

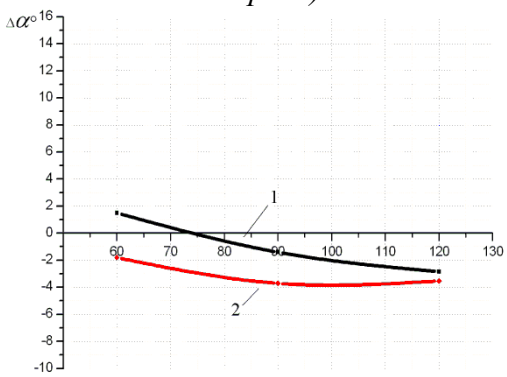


Рис.6. Сталь и антифон толщиной 2 мм при радиусе гибки 2,5 мм (1-однослойный материал, 2- многослойный материал)

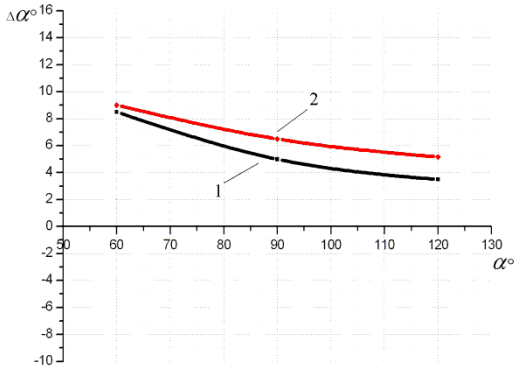


Рис.7. Сталь и антифон толщиной 2 мм при радиусе гибки 20 мм (1-однослойный материал, 2- многослойный материал)

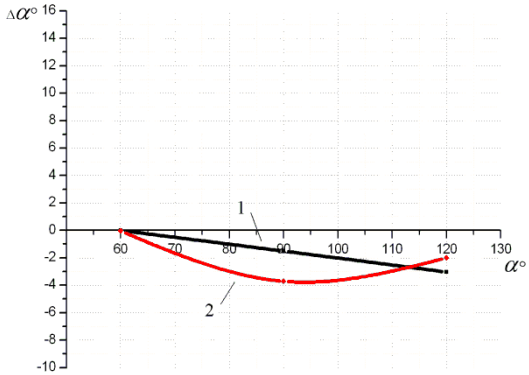


Рис.8. Сталь и антифон толщиной 1,5 мм при радиусе гибки 2,5 мм (1-однослойный материал, 2- многослойный материал)

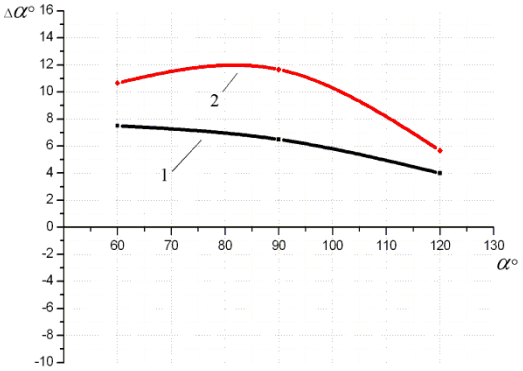


Рис.9. Сталь и антифон толщиной 1,5 мм при радиусе гибки 20 мм (1-однослойный материал, 2- многослойный материал)

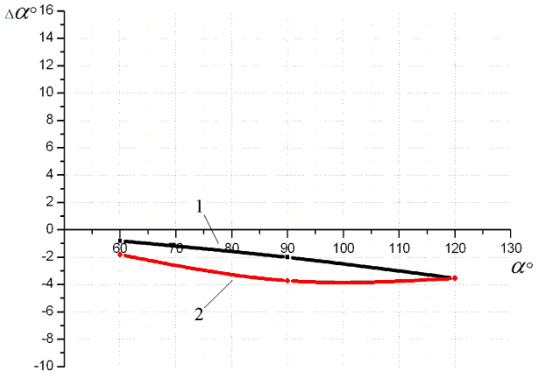


Рис.10. Сталь толщиной 1 мм и антифон толщиной 2 мм при радиусе гибки 2,5 мм (1-однослойный материал, 2- многослойный материал)

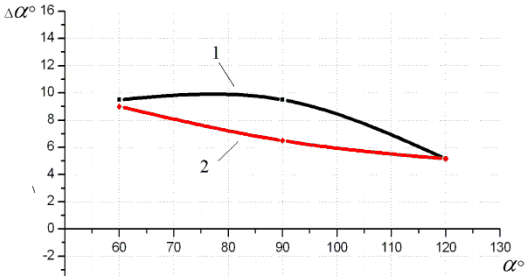


Рис.11. Сталь толщиной 1 мм и антифон толщиной 2 мм при радиусе гибки 20 мм (1-однослойный материал, 2- многослойный материал).

Как можно увидеть из построенных кривых, многослойный материал имеет такую же тенденцию пружинения, как и однослойный, т.е. во-первых, при увеличении радиуса R гибки, увеличивается и угол пружинения, во-вторых при малых R радиусах гибки угол пружинения отрицательный и, в- третьих, при увеличении толщины t заготовки угол пружинения уменьшается.

Но, при общей похожей с однослойным материалом тенденции пружинения у многослойного материала имеются отличия. По полученным данным видно, что многослойный материал имеет большее пружинение при разных радиусах и углах гибки, при различных толщинах, наибольшая разница наблюдается при угле гиба 90°. Вследствие того, что в данном опыте используется материал, состоящий из двух слоев, соединенных между собой клеевой прослойкой, каждый отдельный слой имеет свое значение угла пружинения, как показано в предыдущем опыте, пружинение каждого последующего слоя больше предыдущего. Угол пружинения отдельных слоёв влияет на

общий угол пружинения, но эта зависимость не прямая. Клеевая прослойка, а, следовательно, и силы трения на поверхности слоёв, будет влиять на угол пружинения обоих слоёв. Толщина слоёв и клеевой прослойки также будет влиять на угол пружинения. При увеличении t толщины многослойного материала, влияние каждого слоя на угол пружинения уменьшается и значения угла пружинения стремятся к значениям однослойного материала. На угол пружинения многослойного материала при одноугловой гибке оказывает влияние радиус гиба R, угол гиба α, ширина паза матрицы, ширина образца – те же параметры, что и на однослойный материал. Следует отметить, что при острых и тупых углах гиба угол пружинения многослойного материала стремиться к значениям однослойного материала.

ЛИТЕРАТУРА

1. Норицын И. А., Калпина Ю. Г., Определение угла пружинения при одноугловой гибке, Вестник Машиностроения, №1, Москва, 1968 г. 63-66 с.
2. Калпин Ю.Г., Перфилов В.И., Петров П.А., Рябов В.А., Филиппов Ю.К. Сопротивление деформации и пластичность металлов при обработке давлением / Учебное пособие // М.:Машиностроение . 2011. 244с., 73 ил.
3. Саушкин Г.Б., Моргунов Ю.А. Электрохимическое нанесение информации на поверхность деталей машин/ Упрочняющие технологии и покрытия 2009 №12. С.45-49.
4. Митрюшин Е.А., Моргунов Ю.А., Саушкин С.Б. Унифицированные технологии изготовления штампов с применением электрофизических методов обработки / Металлообработка 2010. № 2. С.42-45.
5. Митрюшин Е.А., Моргунов Ю.А., Саушкин С.Б. Анализ тенологических решений при изготовлении штампов для горячей объемной штамповки / Металлообработка 2009. №6. С. 26-28.
6. Астахов Ю.П., Кочергин С.А., Митрюшин Е.А., Моргунов Ю.А., Саушкин Г.Б., Саушкин Б.П. Микрообработка поверхностных рельефов с применением физико-химических методов воздействия на материал / Наукоемкие технологии в машиностроении. 2012. №7. С.33-38.
7. Типалин С.А., Сапрыкин Б.Ю., Шпунькин Н.Ф. Краткий обзор многослойных листовых деформируемых материалов используемых для защиты от шума / Известия МГТУ «МАМИ» 2012. №2., том 2 С.194-199
8. Соболев Я.А., Аверкиев А.Ю., Шпунькин Н.Ф., Феофанова А.Е. Ковка и штамповка /Справочник в 4-х томах / Москва, 2010

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ГАЗОВОГО АЗОТИРОВАНИЯ

TECHNOLOGICAL NITRIDING PROCESSES IN GASEOUS MEDIUM

Н.П. Клочков – асп., **М.Г. Крукович** – д.т.н., проф.
Московский государственный университет путей сообщения
(МГУПС - МИИТ)

Abstract. The processes of obtaining nitrided layers in gaseous medium were considered in this work. The process of gas nitriding for hardening of details and instruments of single and small-scale production in tight containers is developed. To improve the efficacy of nitriding process, temperature cycling was put into practice. The increase of operational stability of so hardened parts and tools is 1.5 times.

Необходимость повышения износостойкости деталей и инструментов мелкосерийного и единичного производства часто возникает в инструментальном производстве машиностроительных заводов и ремонтных предприятий. Для решения этой задачи следует применять различные процессы химико-термической обработки, например, борирование, хромирование или азотирование, либо процессы на их основе. Однако, для таких целей нет эффективных технологических газовых процессов химико-термической обработки и отсутствуют разработки по созданию простейшего оборудования. Одним из наиболее приемлемых процессов для повышения износостойкости деталей и инструментов является процесс газового азотирования в герметичных контейнерах.

Если сравнить достоинства и недостатки некоторых часто применяемых процессов химико-термической обработки с предлагаемым процессом, можно увидеть, что для данных условий азотирование в герметичных контейнерах является оптимальным вариантом.

Диффузионное хромирование является высокотемпературным процессом (1000-1100^{0}С), которое позволяет совместить процесс насыщения с нагревом под закалку многих инструментальных сталей. Однако это совмещение требует выполнения дополнительных технологических приемов. Последовательная же обработка экономически нецелесообразна. К тому же процесс диффузионного хромирования достаточно длителен (8 – 10 ч), что не всегда согласуется с продолжительностью нагрева инструментов под закалку. Толщина получаемого износостойкого карбидного слоя не превышает 50 мкм, что практически исключает окончательную механическую обработку рабочих поверхностей инструментов [1].

Процесс борирования проводится в широком интервале температур (550-1100^{0}С) и разделен на высоко-, средне- и низкотемпературное насыщение. Совмещение высокотемпературного борирования с нагревом под закалку инструментальных сталей сопряжено с опасностью оплавления рабочих поверхностей. При низкотемпературном борировании не обеспечивается достаточная толщина износостойкого слоя боридов (не более 35 мкм), что, как и после хромирования, исключает окончательную механическую обработку рабочих поверхностей инструментов. Следует также отметить значительную длительность низкотемпературного борирования, которая составляет 20 – 25 ч [2].

Процесс азотирования в газовых средах на основе аммиака и водорода проводится при температуре 500-650^{0}С. Продолжительность процесса колеблется от 20 до 70 ч. Общая толщина слоев на среднеуглеродистых сталях достигает 1,0 мм, в зависимости от марки стали. При этом в отличие от вышеупомянутых слоев обеспечивается плавное изменение твердости от поверхности в глубь детали и благоприятное распределение эпюр напряженного состояния. По твердости азотированные слои уступают хромированным и борированным слоям (например, твердость 1000 кгс/мм^2 по сравнению с 1700-2200 кгс/мм^2). Однако, преимущества азотированных слоев, как по технологии получения, так

и по возможности окончательной обработки, очевидны. При проведении процесса достаточно обычной вытяжной вентиляции, применяемой в термических цехах [1].

В данной работе предлагается технология проведения процесса газового азотирования в закрытых контейнерах, газовая среда в которых образуется за счет термической диссоциации солевой составляющей. Данный процесс обладает следующими преимуществами:

- Низкой температурой проведения процесса
- Низкой стоимостью солевой составляющей и оборудования, а также малыми затратами энергии
- Простотой проведения процесса
- Экологичностью процесса

Исследования, проведенные на образцах из стали 40Х показали, что предварительная закалка с высоким отпуском позволяет получать азотированные слои с более высокой твердостью на 25-30% по сравнению со слоями на этой стали, подвергнутой предварительному отжигу.

Для проведения экспериментов применялся тигель, изготовленный из стали марки Ст3 (Рис.1), который подвергался нагреванию в печи. Насыщение проводилось из газовой среды, которая образовывалась в замкнутом объеме при термической диссоциации солевых компонентов.

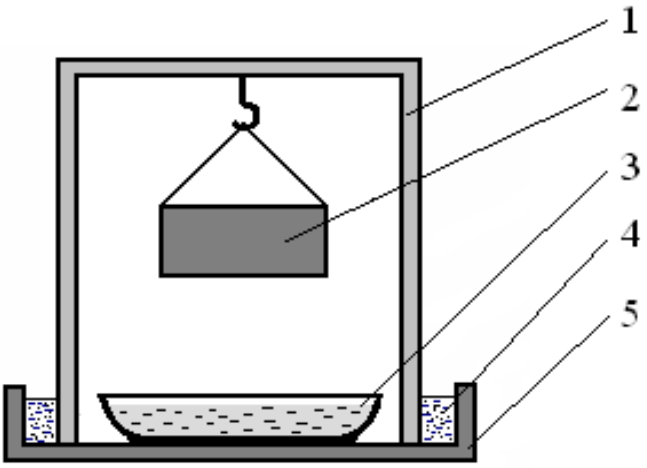


Рис.1. Контейнер для газового азотирования.
1 – корпус тигля; 2 – обрабатываемая деталь; 3 – солевая газообразующая смесь; 4 – плавкий затвор; 5 – поддон.

Исследования показали высокую скорость формирования азотированных слоёв при использовании данной технологии. Слои достаточной технологической толщины (0,4 – 0,6 мм) получаются в течение 2-3 часов. В частности, эксперименты, проведенные при различных условиях на стали 40Х, привели к получению следующих результатов (Табл.1). По скорости насыщения рекомендуемый газовый процесс находится ближе к скорости насыщения в расплавах цианатов, однако он лишен недостатков технологии в расплавленных солевых средах.

Как видно из приведенных в таблице данных, твердость всех обработанных образцов плавно снижается до твердости сердцевины от поверхности вглубь, что согласуется со всеми результатами по процессу азотирования. Все образцы были подвергнуты в качестве предварительной обработки закалке и высокому отпуску, но половина при температуре 530 °С, а другая половина – при температуре 590 °С. Поэтому твёрдость сердцевины разнится от 300 до 330 кгс/мм^2. Также можно увидеть, что варьирование параметров даёт различные значения твердости на поверхности, глубину слоя, темп снижения твердости к сердцевине. Более высокая твердость поверхности

азотированного слоя, полученная на образцах, подвергнутых высокому отпуску при температуре 530 °С, объясняется образованием высокодисперсных включений нитридов, которые создают максимальные сжимающие напряжения. Таким образом, путем подбора режима обработки создаются условия получения лучшего результата для конкретного вида детали или инструмента.

Таблица 1. Результаты обработки стали 40Х

Условия обработки				Твердость, кгс/мм^2 в зависимости от расстояния от поверхности образца, мм								
t, ч	Т, °С	N, г	$T_{отп}$, °С	пов.	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
6	570	60	590	675	429	353	328	272	317	320	295	305
2	570	-«-	530	566	409	376	310	322	317	307	325	286
6	510	-«-	530	754	424	427	350	302	297	302	339	325
2	510	-«-	590	784	460	367	333	360	339	370	350	328
6	570	12	590	537	416	376	353	307	320	339	320	322
2	570	-«-	530	469	347	300	342	308	344	314	300	308
6	510	-«-	530	607	494	451	376	413	350	322	310	336
2	510	-«-	590	514	344	317	336	310	330	342	367	307

Примечания:
t – *время проведения процесса;*
Т – *температура проведения процесса;*
N – *количество солевой составляющей;*
$T_{отп}$ – *температура высокого отпуска образцов до насыщения.*

Проведены исследования расхода солевой составляющей в используемом контейнере. Установлено, что расход солевой составляющей приблизительно равен 0, 16 г/ч$*$см^3. Эта характеристика позволяет оценить расход солевой составляющей при любом объеме контейнера.

Повышение скорости формирования азотированных слоёв в соответствии с рекомендациями работ [3, 4] может быть обеспечено путем применения термоциклической обработки.

Термоциклирование предусматривает проведение некоторого числа последовательных нагреваний и охлаждений со скоростью 1-3 °С/с без выдержки. Данная технология обеспечивает изменения концентрации точечных дефектов, образование новых дислокаций и микродефектов упаковки в результате термонаклепа (внутреннего микропластического деформирования при нагреве и охлаждении структурных составляющих сплава, обладающих разными теплопроводностями, теплоемкостями, коэффициентами расширения и прочностными свойствами).

Таким образом, сочетание технологий азотирования и термоциклической обработки позволяет, при правильном подборе параметров, добиться существенного повышения износостойкости деталей и инструментов без потери пластичности.

Предлагаемая технология применима как для деталей, так и для инструментов, изготовленных из быстрорежущих сталей или твердых сплавов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Химико-термическая обработка металлов и сплавов. Справочник. Борисенок Г.В., Васильев Л.А., Ворошнин Л.Г. и др. – М.: Металлургия, 1981. – 424 с.

2. Крукович М.Г. Пластичность борированных слоев]/ М.Г. Крукович Б.А. Прусаков И.Г. Сизов. – М.: Физматлит, 2010. - 384 с.

3. Забелин С.Ф. Основы технологии и кинетической теории процессов диффузионного насыщения сталей в условиях термоциклического воздействия на материал [Текст]: автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора наук. Санкт-Петербург, 2004.

4. Федюкин В.К. Научное обоснование и разработка технологий улучшающей термоциклической обработки металлических материалов: диссертация на соискание ученой степени доктора наук. Санкт-Петербург, 1993.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПОВЕДЕНИЯ БИОКОМПОЗИТОВ С КРИВОЛИНЕЙНЫМ АРМИРОВАНИЕМ[1]

EXPERIMENTAL RESEARCH OF BEHAVIOR OF BIOCOMPOSITES WITH CURVILINEAR REINFORCEMENT

А.М. Кокуров – асп., м.н.с, **Т.П. Плугатарь** – асп., **А.В. Малахов** – м.н.с.
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

Abstract. This paper describes an experimental investigation of the deformed state of biocomposites by using the coherent optical methods. The samples of wood having heterogeneity structure considered as biocomposite.

При проектировании современных элементов конструкций всё большее внимание уделяется возможности использования композиционных материалов (КМ) с криволинейным армированием, свойства которых наилучшим образом соответствуют условиям эксплуатации изделий. Можно провести аналогию с природными композитами: их внутренняя структура и геометрическая форма идеально подстраиваются под различные типы характерных нагрузок [1,2]. В свою очередь, оценка деформационного поведения таких КМ требует проведения комплексных теоретических, численных и экспериментальных исследований.

В данной работе представлены результаты экспериментального исследования, цель которого заключалась в проработке возможности применения высокоточных методов, таких как методы когерентной оптики [3], для изучения деформированного состояния биокомпозитов при изгибе, анализе влияния неоднородности структуры образцов на деформационную картину.

Для сопоставления полей перемещений и отладки методики проведения эксперимента предварительно испытывались образцы из металла и пластика (рис. 1а,б).

В качестве биокомпозитов использовались образцы из древесины (массив сосны).

В рамках эксперимента проводилось изучение 2-х типов образцов:

- без дефектов (рис. 1в);
- с дефектом природного происхождения в виде сучка (рис. 1г).

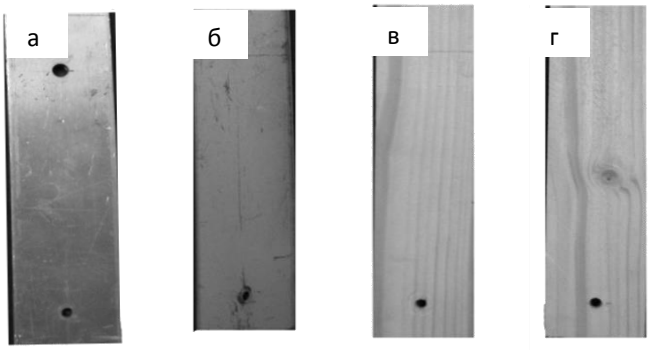


Рис.1. Образцы из металла (а), пластика (б), массива дерева (в), массива дерева с дефектом (г)

Геометрические размеры образцов (рис. 2а):

- ширина B=40 мм;
- высота L=150 мм;
- толщина H=4 мм.

При проведении эксперимента образец был консольно защемлен, к свободному торцу прикладывался изгибающий момент. Для анализа влияния размеров зоны нагружения использовались 2 типа металлических накладок: прямоугольные (равные

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (гранты № мол_а 12-08-31323, № 12-08-00259-а)

ширине образца) и круглые (d=27 мм). Схема закрепления и нагружения исследуемых образцов приведена на рис 2б.

Масса груза в виде шара: m1=19,00 г, m2=28,05 г, m3=66,80 г.

Длина рычага, к которому прикладывается нагрузка K=94 мм.

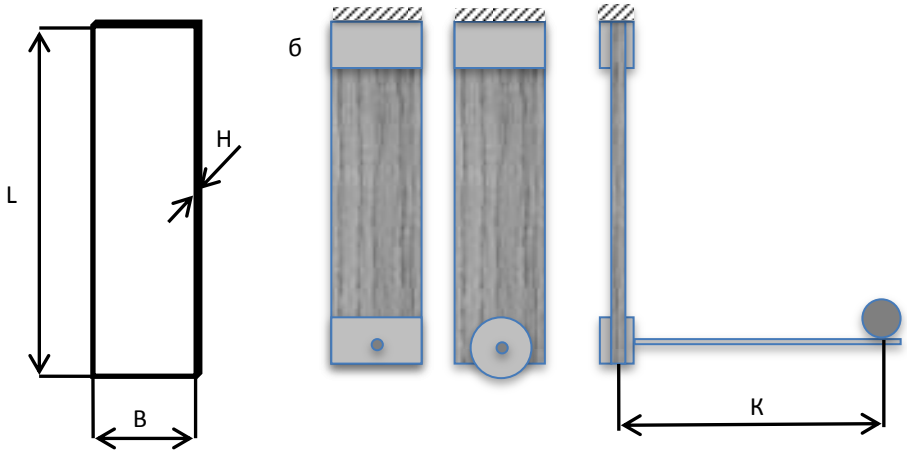


Рис.2. Размер образца (а) и схема закрепления и нагружения (б)

Определение полей перемещений при изгибе осуществлялось методом электронной цифровой спекл-интерферометрии [3]. Для данных исследований на оптическом столе («NEWPORT») был смонтирован интерферометр по оптической схеме Майкельсона, рис. 3а. Источником когерентного излучения служил твердотельный лазер с диодной накачкой марки LCS-DTL-317-50 (длина волны света λ = 0,532 мкм), генерировавший (в описываемом эксперименте) световой пучок на максимальной мощности ~ 50 мВт. Диффузное отражение лазерного излучения поверхностью образцов и поверхностью объекта сравнения в опорном луче обеспечивалось покрытием их тонким слоем белой матовой краски. Для регистрации изображений применялась цифровая видеокамера ВИДЕОСКАН-285 (производство НПК «Видеоскан», РФ). Основные параметры камеры: разрешение - 1352×1040, скорость съемки - 7,7 кадров в секунду. При проведении эксперимента применялось специально разработанное устройство, при повороте которого компенсировался изгиб образца. Общий вид экспериментального стенда показан на рис. 3б.

Поля прогибов получаются в виде картин корреляционных полос, каждая полоса представляет собой линию равных перемещений. Цена полосы составляет λ /2.

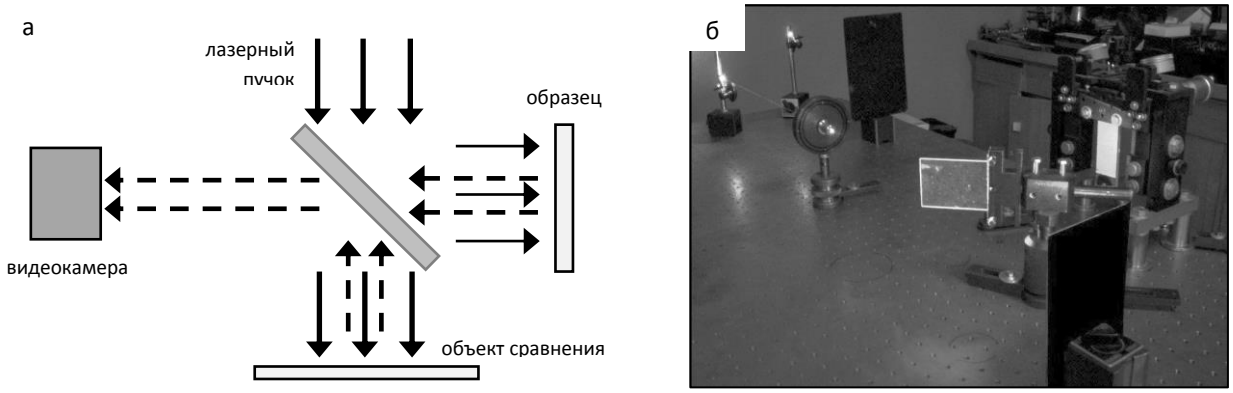


Рис.3. Схема интерферометра Майкельсона (а)
и общий вид экспериментального стенда (б)

Результаты экспериментальных исследований образцов из металла и пластика в виде картин полос приведены на рис. 4.

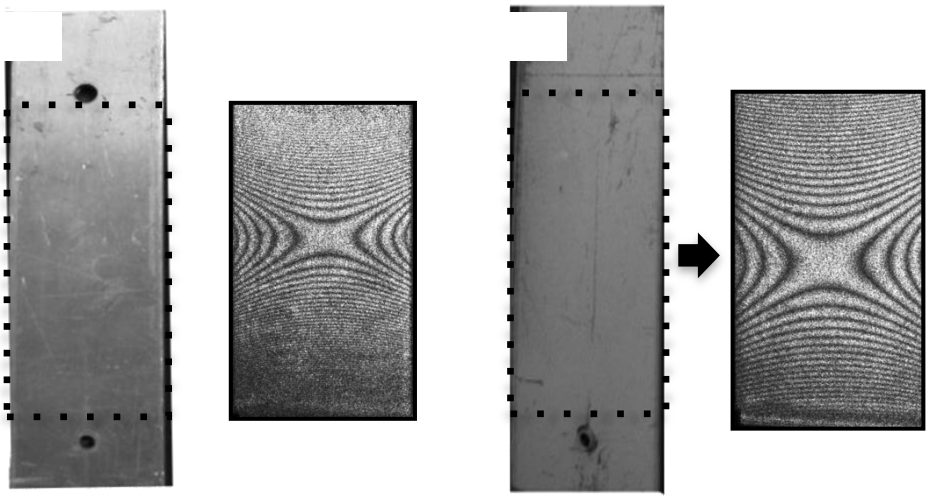


Рис.4. Результаты экспериментальных исследований образцов из металла (а) и пластика (б)

На рисунке отражены поля перемещений в центральной части образцов. В металлическом образце изменения полей перемещений с течением времени не происходило, а в образце из пластика картины менялись только количественно, не изменяясь качественно.

Далее проводился анализ возможности применения электронной цифровой спекл-интерферометрии к определению перемещений образцов из древесины.

На первом этапе было проведено исследование образца из массива дерева без дефектов с применением прямоугольных накладок. Результаты экспериментального исследования приведены на рис. 5.

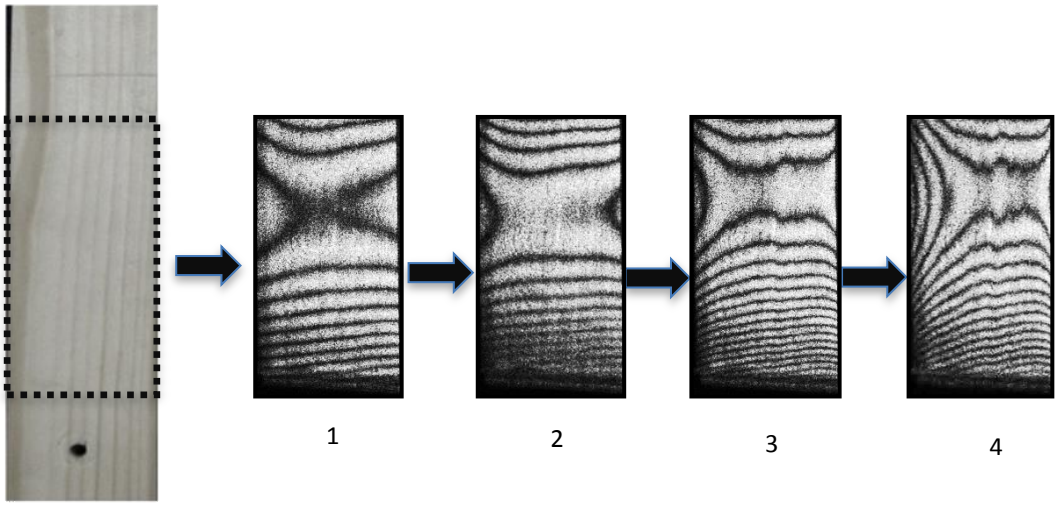


Рис.5. Результаты экспериментального исследования образца из древесины с применением прямоугольных накладок

Картина полей перемещений №1 была получена сразу после нагружения образца. Картины №№2-4 отражают изменение деформации с течением времени. Вид картин зависит от величины нагрузки. Временные промежутки составляют 1 мин. (для груза массой m2).

Как видно из полученных результатов изменение картин перемещений связано с неоднородностью структуры древесины. В частности, искажение полос происходит вдоль волокон образца. Стоит отметить, что древесина сильно реагирует на сжатие в месте закрепления.

При проведении следующего исследования данного образца прямоугольные металлические накладки были заменены на круглые. Результаты представлены на рис. 6.

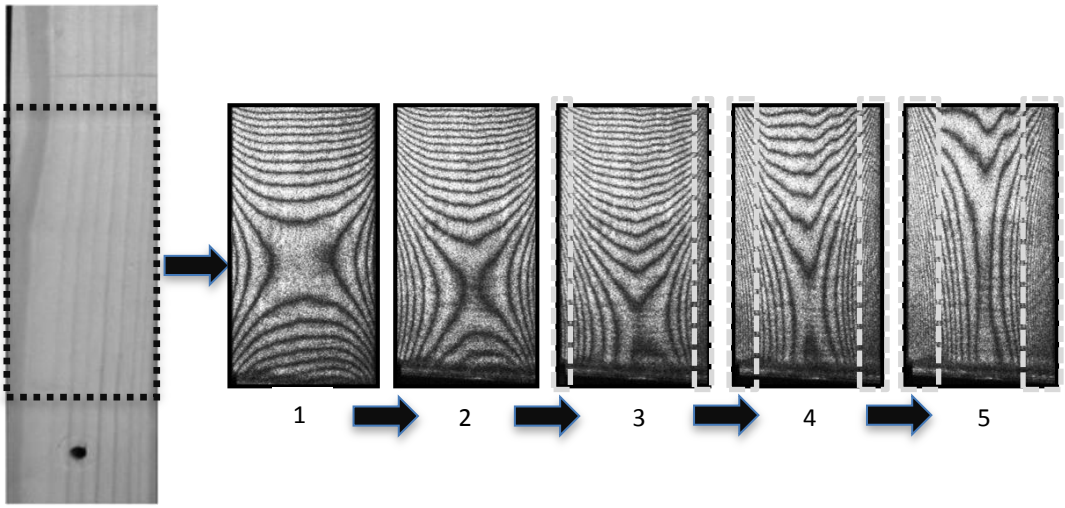


Рис.6. Результаты экспериментального исследования образца из древесины с применением круглых накладок

Анализ полученных результатов показывает, что в начальные промежутки времени (t<2 мин. для груза массой m2) деформационные картины (рис. 6 картины №1,2) схожи с результатами предыдущего эксперимента. Однако, с течением времени всё большее влияние оказывает площадь области контактирования образца с захватами.

Для анализа влияния неоднородностей и дефектов структуры на деформационные свойства биокомпозитов были проведены исследования образца из древесины с сучком. Передача нагрузки осуществлялась через металлические прямоугольные накладки.

Результаты эксперимента приведены на рис. 7.

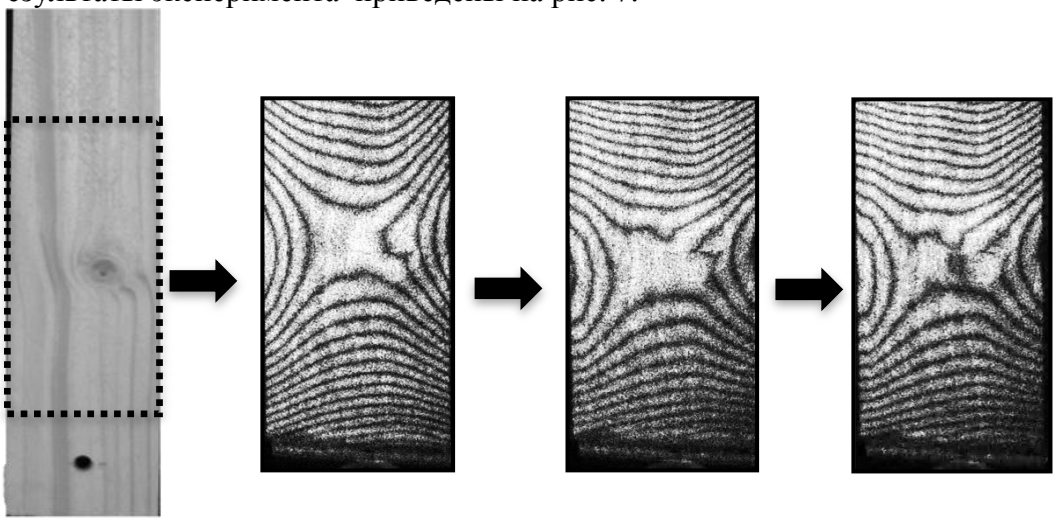


Рис.7. Образец из древесины с дефектом природного происхождения в виде сучка

Полученные картины отражают влияние дефекта в виде сучка на деформацию образца. Как видно, линии картин полос искажаются и прерываются в месте нахождения дефекта. Указанные обстоятельства дают возможность использовать электронную цифровую спекл-интерферометрию и для анализа дефектов и неоднородностей структуры материала, в частности древесины.

По проведенному экспериментальному исследованию можно сделать следующие **выводы:**

1. Для изучения влияние дефектов и неоднородностей структуры материала на деформацию объекта возможно использование такого высокочувствительного и информативного метода как электронная цифровая спекл-интерферометрия.

2. Жесткое закрепление и область нагружения объекта из древесины оказывает влияние на его деформационную картину.

ЛИТЕРАТУРА

1. Малахов А.В. Полилов А.Н. Построение траекторий волокон, огибающих отверстие, и их сравнение со структурой древесины в зоне сучка // Проблемы машиностроения и надежности машин, 2013, №4, с. 57-62.
2. Cheng L., Thomas A., Glancey J.L., Karlsson A.M. Mechanical Behavior of Bio-inspired Laminated Composites // Composites: Part A, 2011, vol. 42, № 2, p. 211-220.
3. Разумовский И.А. Интерференционно-оптические методы механики деформируемого твердого тела. – М.: Изд. МГТУ. 2007. – 240 с.

ГЕНЕРАЦИЯ ВОЛН ИСТОЧНИКОМ, ДВИЖУЩИМСЯ ПО ДЕФОРМИРУЕМОЙ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ, ЛЕЖАЩЕЙ НА УПРУГО-ИНЕРЦИОННОМ ОСНОВАНИИ

WAVE GENERATION BY A SOURCE MOVING ON DEFORMABLE STRING LYING ON ELASTIC AND INERTIAL PLATE

Д.А.Колесов[1] – асп., **В.И.Ерофеев**[1, 2] – д.ф.-м.н., проф., **Е.Е.Лисенкова**[3] – к.ф.-м.н., доц.
[1]Институт проблем машиностроения РАН
[2]Нижегородский государственный университет им. Н.И. Лобачевского
[3]Нижегородский институт управления – Филиал Российской академии народного хозяйства и государственной службы при Президенте РФ

Abstract. Propagation of transverse waves in the string lying on the elastic and inertial plate was considered. Influence of the plate parameters on the dispersion properties of waves is analyzed. It is an effect on the phase velocity and envelope velocity depending on the wave number. Laws of wave generation by a source moving on the string are fulfilled.

ВВЕДЕНИЕ

Многие элементы машиностроительных конструкций, в частности, несущих движущиеся нагрузки (путевая структура, контактный провод) рассматриваются в виде одномерной системы (струна, балка), взаимодействующей с деформируемым основанием. Основание задается упругим (основание Винклера) или вязкоупругим, что позволяет учитывать возможность его сопротивления силовому воздействию. При этом основание как динамическая система, как правило, не рассматривается.

А.И. Весницкий [1] предложил математическую модель, обобщающую модель Винклера путем учета инерционности упругого основания, с которым взаимодействует струна, совершающая малые поперечные колебания.

Математическая модель

Задача Весницкого рассматривается в следующей постановке: одномерная гибкая нерастяжимая струна (ее объемная плотность ρ_0; площадь поперечного сечения S) находится на упруго-инерционном основании, жесткость которого γ, а погонная масса ρ_g. Через u_1 и u_2 обозначены поперечные отклонения струны и средней линии «постели» от равновесного положения (рис.1).

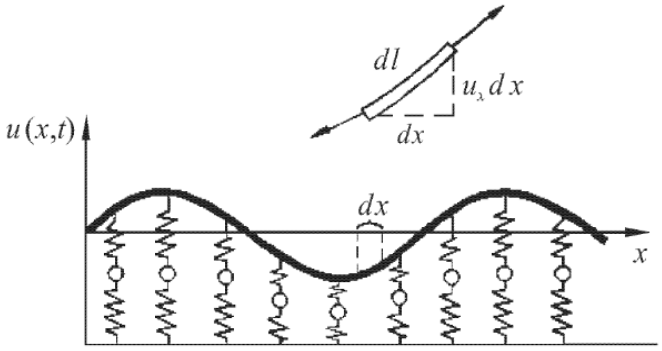


Рис.1. Момент времени после того, как струна была натянута силой N, а её положение совпадало с осью x

При отклонении струны от положения равновесия ее бесконечно малый элемент dx растягивается и переходит в элемент dl. При этом предполагается, что при малых амплитудах колебаний струны ($\partial u_1/\partial x << 1$) ее натяжение остается неизменным и равным N. Плотности потенциальной и кинетической энергий системы «струна – упругое основание» будут соответственно равны:

$$W=\frac{1}{2}N\left(\frac{\partial u_1}{\partial x}\right)^2+\frac{1}{2}\gamma\left[u_2^2+\left(u_1-u_2\right)^2\right],\qquad T=\frac{1}{2}\rho_0 S\left(\frac{\partial u_1}{\partial t}\right)^2+\frac{1}{2}\rho_g\left(\frac{\partial u_2}{\partial t}\right)^2.$$

Отсюда лагранжиан системы имеет вид:

$$L=\frac{1}{2}\left\{\rho_0 S\left(\frac{\partial u_1}{\partial t}\right)^2+\rho_g\left(\frac{\partial u_2}{\partial t}\right)^2-N\left(\frac{\partial u_1}{\partial x}\right)^2-\gamma\left[u_2^2+\left(u_1-u_2\right)^2\right]\right\}. \qquad (1)$$

Используя уравнения динамики (континуальный аналог системы уравнений Лагранжа второго рода):

$$\frac{\partial}{\partial t}\frac{\partial L}{\partial u_{j,t}}+\frac{\partial}{\partial x}\frac{\partial L}{\partial u_{j,x}}-\frac{\partial L}{\partial u_j}=0,$$

где j принимает значения 1 и 2, а запятая после индекса подразумевает дифференцирование.

С учетом (1) получим систему уравнений, описывающую колебания струны на упруго-инерционном основании:

$$\begin{cases}\dfrac{\partial^2 u_1}{\partial t^2}-c^2\dfrac{\partial^2 u_1}{\partial x^2}+\dfrac{\gamma}{\rho_0 S}\left(u_1-u_2\right)=\dfrac{1}{\rho_0 S}F\left(x,t\right)\\ \dfrac{\partial^2 u_2}{\partial t^2}+\dfrac{2\gamma}{\rho_g}u_2=\dfrac{\gamma}{\rho_g}u_1\end{cases}. \qquad (2)$$

Здесь $c=\sqrt{N/\left(\rho_0 S\right)}$, $F\left(x,t\right)/\left(\rho_0 S\right)$ - погонная плотность внешней силы, действующей на струну.

Первое из уравнений системы (2) описывает волны, распространяющиеся вдоль струны, а второе – вибрации массива осцилляторов, взаимодействующих с колебаниями струны. Как частный случай можно получить уравнение, описывающее колебания струны, лежащей на упругом основании. Для этого необходимо устремить $\rho_g\to 0$. Тогда из второго уравнения системы следует, что $u_1=2u_2$. Пренебрегая внешней силой, имеем:

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2}-c^2\frac{\partial^2 u_1}{\partial x^2}+\frac{\gamma}{2\rho_0 S}u_1=0. \qquad (3)$$

Уравнение (3) называется уравнением Клейна-Гордона. Оно описывает, в частности, распространение волн:

$$u(x,t)=\left(Ae^{i(\omega t-kx)}+A^* e^{-i(\omega t-kx)}\right)/2, \qquad (4)$$

где $A=ae^{i\varphi}$ - комплексная амплитуда волны, a - действительная амплитуда, $\omega t-kx+\varphi$ - полная фаза волны, φ - фазовый сдвиг, $\omega=2\pi/T$ - частота волны, T - период волны, $k=2\pi/\Lambda$ - волновое число, Λ - длина волны.

Дисперсионные зависимости

Согласно (3) частота и волновое число поперечной волны, распространяющейся в струне, лежащей на линейно-упругом (безинерционном) основании, связаны соотношением:

$$\omega^2-c^2k^2-\omega_*^2=0,\quad \omega_*=\sqrt{\gamma/\left(2\rho_0 S\right)}. \qquad (5)$$

Разрешая уравнение (5) относительно частоты ω, получим: $\omega=\sqrt{c^2k^2+\omega_*^2}$. Наличие упругого основания приводит к существованию критической частоты ω_* (частота отсечки), при превышении которой колебания струны носят волновой характер.

В пренебрежении действующей на струну внешней силой, система уравнений (2) может быть сведена к одному уравнению относительно поперечного перемещения частиц струны u_1:

$$\left(1+\frac{2\rho_0 S}{\rho_g}\right)\frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2}-\frac{2c^2\rho_0 S}{\rho_g}\frac{\partial^2 u_1}{\partial x^2}+\frac{\rho_0 S}{\gamma}\frac{\partial^4 u_1}{\partial t^4}-\frac{c^2\rho_0 S}{\gamma}\frac{\partial^4 u_1}{\partial x^2\partial t^2}+\frac{\gamma}{\rho_g}u_1=0. \qquad (6)$$

Отыскивая его решения в виде (4), получим дисперсионное уравнение, связывающее частоту и волновое число поперечной волны, распространяющейся в струне, лежащей на упруго-инерционном основании:

$$\omega^4-\omega^2\left(\frac{\gamma}{\rho_0 S}+\frac{2\gamma}{\rho_g}+c^2k^2\right)+\frac{2\gamma c^2}{\rho_g}k^2+\frac{\gamma^2}{\rho_g\rho_0 S}=0. \qquad (7)$$

Разрешая это уравнение относительно частоты в безразмерных переменных: $\tilde{k}=ck\sqrt{\rho_0 S/\gamma}$, $\tilde{\omega}=\omega\sqrt{\rho_0 S/\gamma}$, $\alpha=\sqrt{\rho_g/\rho_0 S}$ получим:

$$\omega_{1,2}=\frac{1}{\alpha\sqrt{2}}\sqrt{\alpha^2k^2+\alpha^2+2\pm\sqrt{\left(\alpha^2k^2+\alpha^2+2\right)^2-4\alpha^2\left(2k^2+1\right)}}. \qquad (8)$$

Здесь и далее для краткости записи опущена «тильда» над безразмерными переменными.

Из (8) следует, что учет инерционности основания приводит к наличию двух критических частот:

$$\omega_{1,2}^*=\sqrt{\frac{\gamma}{2\rho_0 S}\left(1+\frac{2\rho_0 s}{\rho_g}\right)\pm\sqrt{\frac{\gamma^2}{4\rho_0^2S^2}\left(1+\frac{2\rho_0 s}{\rho_g}\right)^2-\frac{\gamma^2}{\rho_g\rho_0 S}}}. \qquad (9)$$

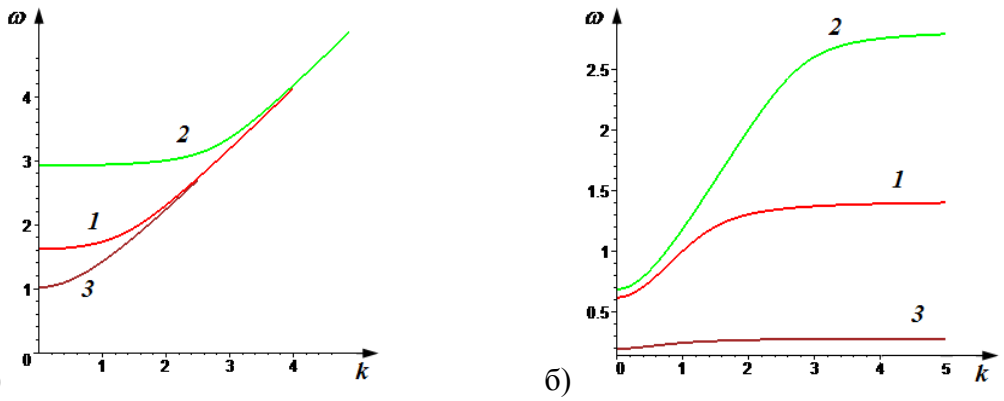
Сравнивая эти частоты с критической частотой ω_*, характерной для безинерционного основания, находим, что их значения связаны между собой двойным неравенством $\omega_2^*<\omega_*<\omega_1^*$.

В плоскости ω,k при этом имеется уже не одна, а две дисперсионных ветви, одна из которых исходит из точки $(0,\omega_1^*)$, а другая – из точки $(0,\omega_2^*)$. Знак «+» в (8) соответствует верхней, а «–» – нижней ветвям дисперсионной кривой. При больших волновых числах кривые (8) стремятся к асимптотам $\omega=ck$ и $\omega=\sqrt{2\gamma/\rho_g}$, соответственно.

Точка перегиба нижней ветви дисперсионной кривой определяется из уравнения:

$$6\alpha^8k^8+2\alpha^6k^6\left(7\alpha^2+2\right)+9\alpha^4k^4\left(\alpha^4+4\right)-\left(\alpha^4+4\right)^2=0. \qquad (10)$$

На рис.2 и 3 приведены дисперсионные кривые при различных соотношениях погонной массы струны и основания. На рис.2,а показана верхняя дисперсионная ветвь при $\alpha=1$ (линия 1), $\alpha=0.5$ (линия 2) и $\alpha=5$ (линия 3). На рис.2,б при тех же соотношениях масс показана нижняя дисперсионная ветвь. На рис.3 приведены обе дисперсионные ветви для случаев $\alpha=1$ (а), $\alpha=0.5$ (б), $\alpha=5$ (в).



а) б)

Рис.2. Дисперсионные ветви верхняя (а) и нижняя (б)

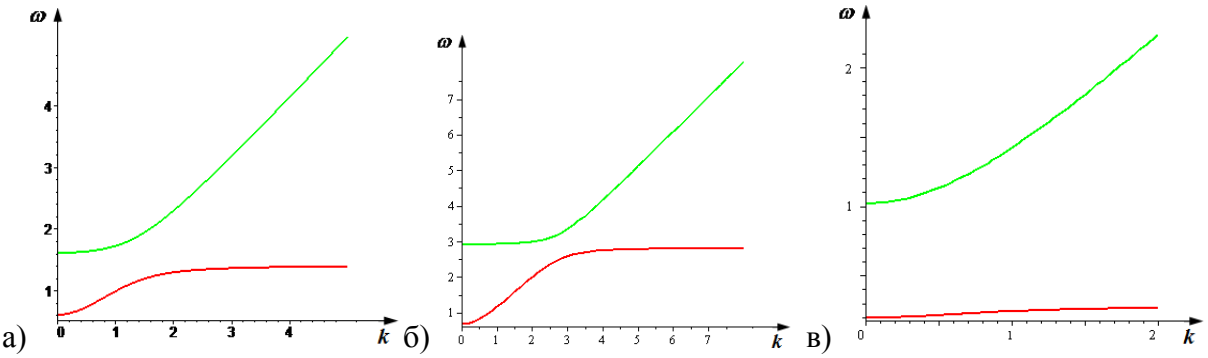


Рис.3. Обе дисперсионные ветви при различных α

Фазовые скорости $v_{ph} = \omega/k = c\,\tilde{\omega}/\tilde{k}$ поперечных волн, распространяющихся в струне, лежащей на упруго-инерционном основании, определяются выражениями:

$$\frac{v_{ph}}{c} = \frac{1}{\alpha k\sqrt{2}}\sqrt{\alpha^2k^2+\alpha^2+2\pm\sqrt{\left(\alpha^2k^2+\alpha^2+2\right)^2-4\alpha^2\left(2k^2+1\right)}}\,. \qquad (1)$$

На рис.4 показан качественный вид фазовых скоростей в зависимости от волнового числа, соответствующих верхней (линия 1) и нижней (линия 2) дисперсионным ветвям.

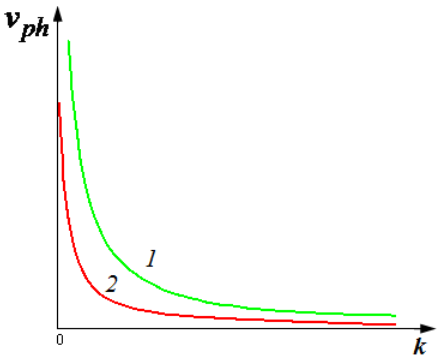


Рис.4 Фазовые скорости в зависимости от волнового числа

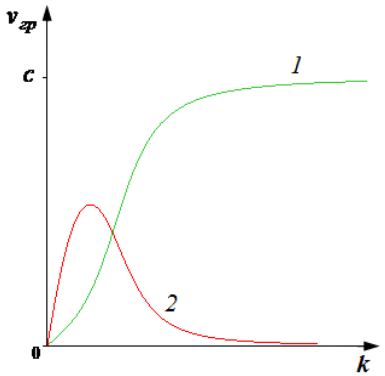


Рис.5 Групповые скорости в зависимости от волнового числа

Групповые скорости волн $v_{gr} = d\omega/dk = c\,d\tilde{\omega}/d\tilde{k}$ описываются выражениями:

$$\frac{v_{gr}}{c} = \frac{\alpha k}{\sqrt{2}\beta}\frac{\beta\pm\left(\alpha^2k^2+\alpha^2-2\right)}{\sqrt{\alpha^2k^2+\alpha^2+2\pm\beta}}, \qquad \beta = \sqrt{\left(\alpha^2k^2+\alpha^2+2\right)^2-4\alpha^2\left(2k^2+1\right)}\,. \qquad (12)$$

Их зависимости от волнового числа представлены на рис.5. Кривая 1 соответствует верхней дисперсионной ветви, кривая 2 – нижней. Значение длины волны, при котором кривая 2 достигает своего максимума, определяется на основе решения уравнения (10).

На рис. 6 сравниваются значения фазовых скоростей с групповыми скоростями при изменении волнового числа от нуля до бесконечности: для верхней (а) и нижней (б) дисперсионных ветвей.

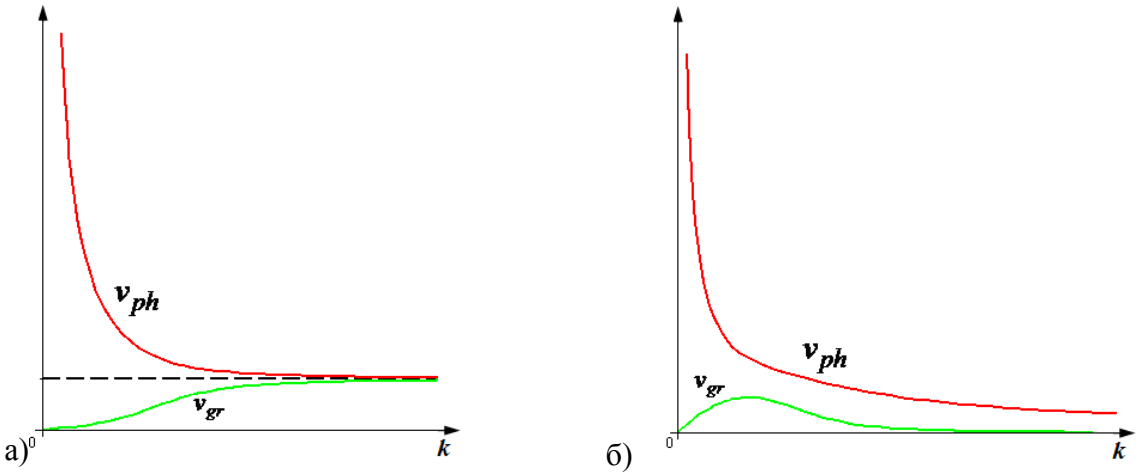


Рис.6. Сравнение фазовых и групповых скоростей для верхней (а) и нижней (б) дисперсионных ветвей

Видно, что во всем диапазоне волновых числе, значения фазовых скоростей волн превосходят значения их групповых скоростей, следовательно дисперсия является нормальной. При $k \to \infty$ для верхней дисперсионной ветки $v_{ph} \to c$ и $v_{gr} \to c$, для нижней дисперсионной ветки $v_{ph} \to 0$ и $v_{gr} \to 0$.

Заметим, что система (2) совпадает с системой уравнений, введенной в [2] для описания длинноволновых динамических процессов в метаматериале, моделируемом как решетка «масса-в-массе».

В [3] выявлены общие закономерности, присущие упругим системам, лагранжианы которых зависят от обобщенных координат и их производных до второго порядка включительно. Заметим, что струна, лежащая на упруго-инерционном основании (2) относится к этому классу систем.

Излучение волн движущейся нагрузкой

Если на струну, лежащую на упруго-инерционном основании, действует равномерно движущаяся нагрузка, величина которой постоянна, то смещение под нагрузкой тоже должно быть постоянным, т.е. $u(Vt,t) = const$, где V – скорость движения нагрузки. Это условие возможно, когда:

$$\omega - kV = 0. \qquad (13)$$

или в безразмерных переменных: $\tilde{\omega} - \tilde{k}\tilde{V} = 0$, где $\tilde{V} = V/c$. В результате частоты и волновые числа возникающих в направляющей волн будут связаны не только дисперсионным уравнением (7), но и посредством так называемого кинематического инварианта (13).

Физически реализуемыми будут лишь те волны, которые удовлетворяют условию ограниченности прогибов струны на бесконечности и условию излучения Мандельштама [1,4].

Определяя из системы уравнений (7), (13) частоты и волновые числа и отбирая только физически реализуемые решения, получим, что в зависимости от скорости движения нагрузки возможны два качественно различных режима волнообразования. Критическая скорость, разделяющая эти случаи равна c, т.е. совпадает со скоростью распространения волн в струне без учета упруго-инерционного основания.

У неподвижной нагрузки поле поперечных смещений локализовано около источника, т.е. спадает по мере удаления от него, а $k_{1,2}$ имеют вид $k_{1,2} = \pm i/\sqrt{2}$. При движении нагрузки со скоростью $0<V<1$ слева от нее ($x < Vt$):

$$k_1 = i\left(\alpha^2V^2 - 2\left(1-V^2\right) + \sqrt{\alpha^4V^4 + 4\left(1-V^2\right)^2}\right)^{1/2}\left(2\alpha^2V^2\left(1-V^2\right)\right)^{-1/2},$$

$$k_{3,4} = \pm\left(2\left(1-V^2\right) - \alpha^2V^2 + \sqrt{\alpha^4V^4 + 4\left(1-V^2\right)^2}\right)^{1/2}\left(2\alpha^2V^2\left(1-V^2\right)\right)^{-1/2},$$

а справа (при $x > Vt$):

$$k_2 = -i\left(\alpha^2V^2 - 2\left(1-V^2\right) + \sqrt{\alpha^4V^4 + 4\left(1-V^2\right)^2}\right)^{1/2}\left(2\alpha^2V^2\left(1-V^2\right)\right)^{-1/2},$$

$$\omega_{1-4} = k_{1-4}V.$$

Отсюда следует, что движение источника нулевой частоты приводит к возникновению, наряду с собственным полем, двух бегущих вслед волн.

Источник нулевой частоты, движущийся со скоростью $V>1$, собственного поля не создает, но зато излучает четыре волны, бегущие ему вослед, волновые числа и частоты которых определяются формулами:

$$k_{1-4} = \pm\left(\alpha^2V^2 + 2\left(V^2-1\right) \pm \sqrt{\alpha^4V^4 + 4\left(V^2-1\right)^2}\right)^{1/2}\left(2\alpha^2V^2\left(V^2-1\right)\right)^{-1/2},$$

$$\omega_{1-4} = k_{1-4}V.$$

Справа от нагрузки (при $x > Vt$) направляющая остается невозмущенной.

Таким образом, наличие инерционности в основании струны приводит к тому, что даже при «докритических» скоростях движения нагрузки ($0<V<1$) возникают бегущие волны. Однако для очень малых ($\Lambda \to 0$) длин волн $v_{gr} \to 0$.

Следует отметить, что решение задачи кинематики (нахождение частот, волновых чисел и критических скоростей) определяет лишь необходимые условия излучения волн, но не достаточные. Так, может оказаться, что амплитуды прогнозируемых волн будут равны нулю.

ЛИТЕРАТУРА

1. Весницкий А.И. Волны в системах с движущимися границами и нагрузками. М.: Физматлит, 2001. 320 с.
2. Huang H.H., Sun C.T., Huang G.L. On the negative effective mass density in acoustic metamaterials. International Journal of Engineering Science, 2009. Vol.47, pp.610-617.
3. Ерофеев В.И., Лисенкова Е.Е. Общие соотношения для волн в одномерных упругих системах // Прикладная математика и механика, 2013. Т.77, №2. С.315-321.
4. Весницкий А.И. Избранные труды по механике. Н.Новгород: ИД «Наш дом», 2010. 248с.

УПРАВЛЕНИЕ МОДЕЛЬЮ МНОГОЗВЕННОГО МАНИПУЛЯТОРА С ПОМОЩЬЮ ЗНАЧЕНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ТОКОВ СНЯТЫХ С ПОВЕРХНОСТИ РУКИ

THE CONTROL OF THE MULTI-LINK MANIPULATOR'S MODEL BY THE ELECTRICAL CURRENT VALUES OBTAINED FROM THE SURFACE OF THE HUMAN HAND

С.В.Кривошеев – асп.
Санкт-Петербургский Национальный Исследовательский Университет Информационных Технологий, Механики и Оптики (СПб НИУ ИТМО)

Abstract. The control of the multi-link manipulator by the using of the alternative methods was considered. A system of the conditional signs, an algorithm of the signal processing and a technique of the signal readout were developed. The modeling of the multi-link manipulator's movement by using the movement optimization algorithms and developed signal processing algorithms were done on the last stage.

Сложным, но важным элементом современного робота является манипулятор. И одна из задач, которые ставятся перед инженерами создать адекватную и понятную систему управления для удаленно контролируемых устройств. Применение подобных роботов с качественными манипуляторами может быть повсеместным и ограничивается лишь фантазией разработчиков и условиями работы, которые в свою очередь будут влиять на компоненты, входящие в состав устройства.

Кроме этого, активно развивается в течение последних нескольких десятков лет направление умного протезирования. Под этим понятием скрывается создание электромеханического протеза, какой либо конечности или органа, с развитой системой обратной связи, который будет максимально приближен по своим характеристикам и возможностям к замещаемому органу. Если говорить про протезы верхних конечностей, за исключением вопросов связанных с длительностью работы батареи, то другим проблемным вопросом является реализация интуитивной системы управления протезами.

Итак, данные области пересекаются в вопросах управления сложными электромеханическими устройствами – многозвенными манипуляторами. В данном вопросе возможно несколько решений, однако нами будет рассмотрен подход, который может быть реализован, как для роботов так и для умных протезов. Было решено остановить свой выбор на способе, в котором снятие показаний мышечной активности и дальнейшее их распознание позволяет получить некую команду для системы. Проще говоря – управление с помощью нервных импульсов. Конечной целью работы является разработка нейронного интерфейса управления для электромеханического протеза человеческой руки или манипуляторов антропоморфного робота.

Итак, выделим следующие этапы работы:

1) Выбор способа снятия показаний
2) Определение методологии
3) Снятие и анализ первых данных
4) Реализация связи полученных данных и движения объекта

Управление подобными многозвенными манипуляторами может быть реализовано, как минимум двумя способами – с помощью электроэнцефалограммы (ЭЭГ) или же с помощью электромиограммы (ЭМГ). Применение ЭЭГ связано со следующими трудностями: во-первых, необходимо обеспечить качественный контакт с головой для получения сигнала, во-вторых, распознание «мыслей» для формирования команды, сложный процесс с точки зрения обработки полученной информации, и, в-третьих, в реальной жизни мы редко задумываемся о том, что именно и как мы будем делать, чаще всего данное действие не требует особой мыслительной работы и происходит «на

автомате».

После анализа был выбран вариант со снятием сигналов управления с помощью ЭМГ-регистратора. Данный способ требует только наличие самого устройства, электроды могут быть расположены на любой части руки, в нашем распоряжении был двухканальный электронейромиограф отечественного производства. Электроды для снятия показаний были размещены на кожном покрове, примерно на m. Brachioradialis [1], сигнал возбуждения проходит по Cvi_Vij. N. Medianus.

Кроме этого был разработан простейший язык условных команд, это единичное мышечное сокращение, длительностью менее 1.5 с., два единичных мышечных сокращения с интервалом менее 2 с. (двойное), единичное длительное мышечное сокращение, длительностью более 1.5 с. То есть в нашем случае параметрами, которые бы характеризовали сигнал стали длительность сигнала и интервал между сигналами. Причем данная система позволяет с высокой точностью определить необходимые нам параметры, данный вывод можно сделать из природы получаемых данных. Частота снятия показаний составляет порядка 10000 измерений в секунду. Данные были представлены в виде файлов в формате .xml, для работы в среде MatLab понадобилось конвертировать .xml файлы в .txt и только затем уже обрабатывать их.

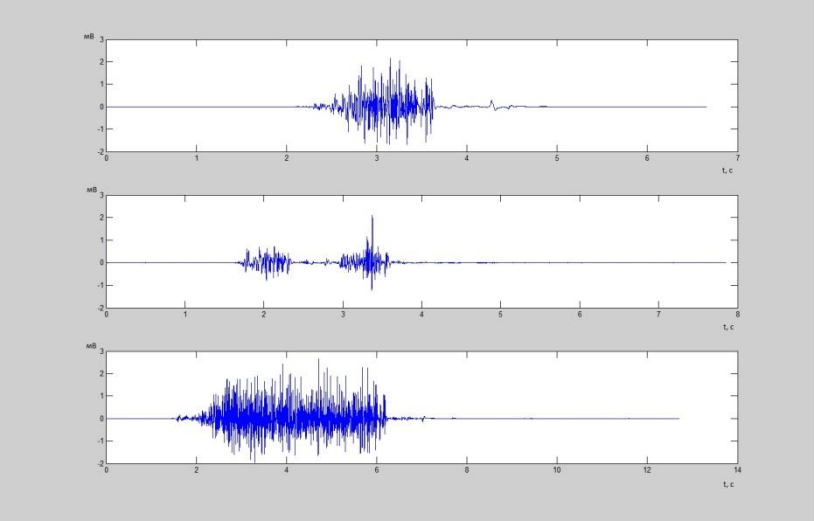


Рис. 1 Результаты первичного открытия полученных данных в MatLab

Итак, полученные результаты измерений после конвертации в читаемый формат были первично открыты в среде MatLab. Как мы видим на Рис. 1 они имеют характерные формы, но для системы, обработка информации в таком виде не представляется удобной. Поэтому было принято решение применить фильтра Баттерворта, для приведения вида графиков к схожему виду и повышения удобства дальнейшей работы. Помимо этого были сделаны выводы о том, что подобную систему знаков можно будет применить для создания команд управления.

Следующим этапом после фильтрации данных было написание алгоритма, который бы выделял необходимые нам три типа сигнала по характерным параметрам. Так как в данном варианте работы рассматривается обработка статического сигнала, то алгоритм был достаточно прост. Весь массив данных последовательно просматривался и оценивался программой. В случае, если значение превышало пороговое значение, в нашем случае 1 мВ, то это значит, что произошло какое-то возмущение и пользователь что-то сообщает системе, кроме этого определялось еще и время окончания возмущения, так как одним из параметров, которые мы оценивали являлась длительность сигнала. Следующим этапом было выделение одного из трех типов сигнала. Единичное возмущение отбиралось следующим образом, просто определялось время начала возмущения и длительность. Затем из отобранных единичных отбирались двойные, если таковые имелись. Как было сказано выше, это делалось с помощью параметра интервал между возмущениями,

который составлял менее двух секунд. Последним отбирались длительные возмущения, характеризовавшиеся временем более 1.5 с. Как видно из Рис. 2 с помощью алгоритма корректно находились все три условных сигнала. Для проведения испытаний и нахождения возможных ошибок было составлено несколько сборок вероятных сигналов и проверенна корректность работа разработанной программы. В частности на первом графике представлен 30 секундный отфильтрованный сигнал при котором на 2.5 секунде идет длительное сокращение, на 21.5 секунде двойное, а на 15.5 происходит единичное мышечное сокращение. Из второго графика, мы видим, что при условии, что длительное мышечное сокращение приравнено к 2, единичное мышечное сокращение к 1, а двойное мышечное сокращение к 3, алгоритм находит все сокращения с 100% точностью.

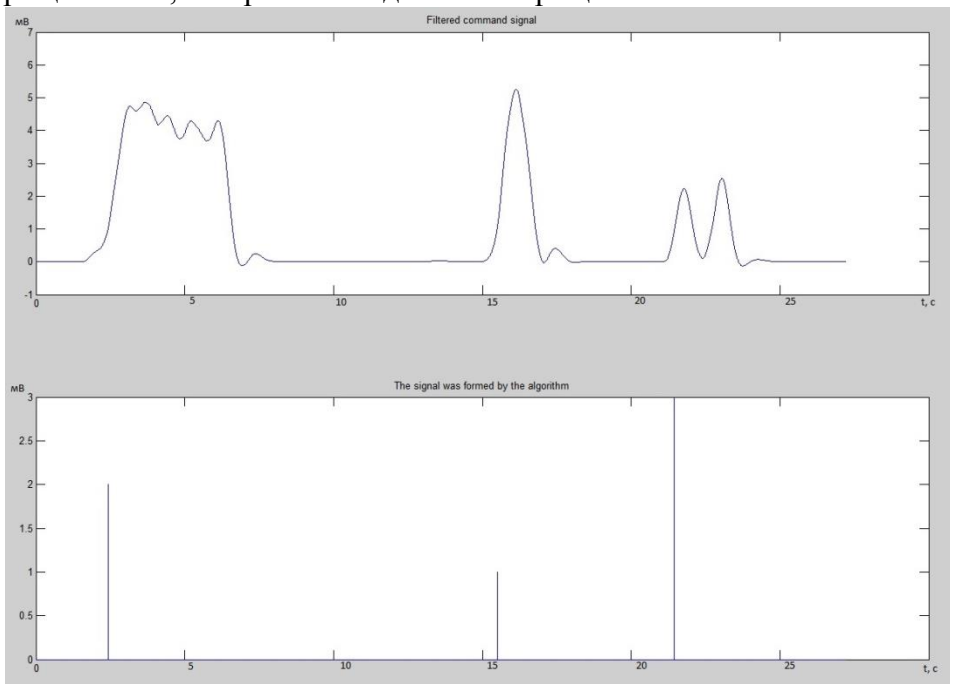


Рис. 2. Результаты работы алгоритма нахождения мышечных сокращений

Важным результатом проведенных исследований, кроме написания алгоритма, было то, что мы подтвердили свою гипотезу о схожести характерного вида графиков при мышечных сокращениях у разных людей. Для этого были проведены дополнительные измерения у еще одного человека, в дальнейшем планируется увеличить группу испытуемых. Подтверждать это предположение необходимо было для того, чтобы говорить об универсальности разработанного алгоритма поиска.

Последним этапом работы стало соединение найденных результатов сборки, снятия показаний и реализации перемещения многозвенного манипулятора по определенной траектории. Так как многозвенный манипулятор, в зависимости от реализуемой схемы[2], по сути наиболее точно копирует человеческую руку. Для решения этой задачи были использованы написанные ранее алгоритмы оптимизации движения[3], с помощью которых по заранее просчитанному рабочему объему происходит перемещение манипулятора.

Как говорилось ранее имелось три условных сигнала для системы управления. Был реализован, для проверки работоспособности модели простейший вариант, в котором в начальный момент времени манипулятор находится в положении покоя в точке с координатами [0, 0, 0], после начала работы алгоритма начинается перемещение полюса схвата к некоторой, задаваемой нами точке в пространстве. На Рис. 3 представлены результаты моделирования движения многозвенного манипулятора для двух разных сборок сигналов. Кроме этого на графиках слева приведены изменения углов положения звеньев манипулятора в течении времени при одном варианте сборки, а на графике справа приведено изменение положения полюса схвата манипулятора при реализации второго

варианта сборки сигналов.

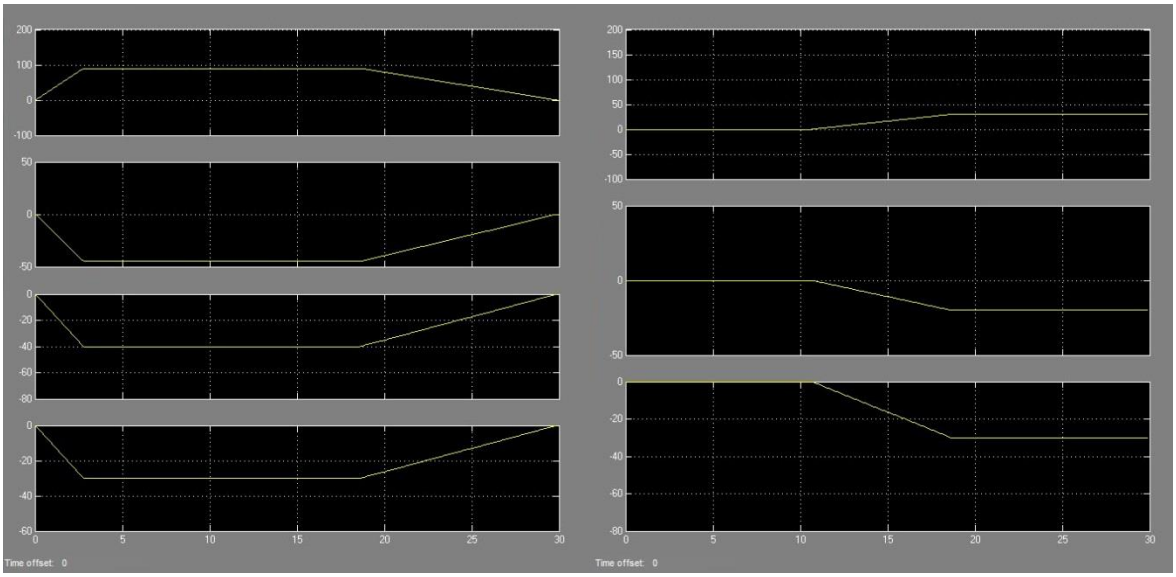


Рис. 3. Результаты моделирования движения многозвенного манипулятора. Слева изменение положения звеньев манипулятора, справа изменение положения полюса схвата

Подводя итоги можно сказать, что была выполнена работа в плане поиска возможного решения задачи интуитивного управления многозвенным манипулятором с помощью применения электромиографии. Кроме это разработана система условных сигналов используемых пациентом для общения с компьютером или электронным устройством. Был разработан алгоритм позволяющий находить и корректно определять эти условные сигналы. Наконец, были проведены исследования сигналов поступающих с электронейромиографа у двух испытуемых, что послужило основанием для получения важных выводов относительно универсальности разрабатываемых алгоритмов и применимости к разным людям.

Дальнейшими этапами работы будет сборка реальной модели манипулятора и обработка сигналов получаемых с электронейромиографа в режиме реального времени. Кроме этого явным минусом разработанной системы является отсутствие обратной связи и отсутствие учета влияния внешних факторов воздействия, что, безусловно, будет сказывать на работе устройств. Это также планируется осуществить на следующем этапе работы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Николаев С.Г. Атлас по электромиографии. – Иваново: ИПК «ПресСто», 2010. – 468 с.
2. Юревич, Е. И. Основы робототехники. - 2-е изд., перераб. и доп. – СПб.: БХВ-Петербург, 2007. – 416 с.: ил. – ISBN 978-5-94157-473-5
3. Кривошеев С.В., Орманов Д.Р. Оптимизация движения с помощью решения обратной задачи кинематики для твердотельной модели многозвенного манипулятора в среде MatLab методом перебора. – Автоматизация и современные технологии. Машиностроение: 2012 г., № 12.

ОСОБЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РОТОПОДА

THE SINGULARITIES OF ROTOPOD BASED MECHANISMS

А.Б.Ласточкин[1] – к.т.н, с.н.с., **А.Н. Терехова**[2] - ст. преп.
[1] Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН
[2] Шуйский государственный педагогический университет

Abstract. This work is considered the singularities of rotopod scheme based mechanisms. The analysis is based on the theory of screws. Also there is a brief review of certain singularities.

При постоянном развитии существующих транспортных средств, при возрастании стоимости их производства и эксплуатации, подготовка управляющего этими средствами персонала постепенно переходит от практических занятий непосредственно на транспортных средствах к обучению на тренажерах симулирующих поведение этих машин в различных условиях. Такой подход позволяет не только беречь ресурс самих транспортных средств, но и тренировать персонал для поведения в нештатных ситуациях, без риска потери экипажа или машины. Одной из основных задач, которую необходимо решить при создании тренажера является максимальная схожесть поведения с поведением реального прототипа, для которого производится обучение. Наиболее целесообразным для таких задач является использование платформ с большим числом степеней свободы, при этом необходимо, чтобы подобная платформа имела высокую точность позиционирования и могла нести на себе большую нагрузку - обучаемый персонал, управляющее оборудование, копирующее таковое, установленное на транспортном средстве, оборудование создающее у обучаемых иллюзию окружающей среды. Данная задача может быть оптимально решена с использованием механизмов параллельной структуры, в частности, для этого могут использоваться механизмы реализованные по схеме ротопод. Однако, использование замкнутых кинематических цепей приводит к тому, что существуют кинематические и динамические связи, что в свою очередь приводит к тому, что у механизма наблюдаются особые положения. Различают несколько типов особых положений - потерю степени свободы и случаи, когда проявляется неуправляемая подвижность. И если потеря степени свободы лишь налагает ограничения на подвижность выходной платформы с обучаемыми, ограничивая доступные положения платформы, то проявление неуправляемой подвижности может привести даже к разрушению стенда. Потому задача по нахождению особых положений платформы и недопущения прохождения через них является жизненно важной.

Рассмотрим предполагаемого для использования в качестве основы для тренажера схему механизма типа ротопод (рис.1). Выходное звено - площадка, на которой располагается обучаемый экипаж и необходимое оборудование, соединено с расположенными на основании приводами посредством шести промежуточных звеньев - по числу двигателей. Каждая из цепей представляет из себя стальную штангу, сопряженную посредством сферических кинематических пар с выходным звеном с одной стороны (точки A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6) и с конечным звеном привода с другой стороны (точки B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6). Приводы расположены на основании в виде кольца и, таким образом могут перемещаться только вдоль его окружности. Движение выходного звена механизма осуществляется смещением приводов вдоль основания на соответствующие углы $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_6$, между положительным направлением оси X и радиусами – векторами OB_i (i=1,2,…,6) точек B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6, соответствующих положениям кареток, при этом смещении промежуточные звенья- штанги отклоняются на углы, тем самым передавая движение выходному звену. Схема обеспечивает выходному звену шесть степеней свободы для движения - перемещение вдоль осей OX OY OZ, и вращение вокруг OX OY OZ.

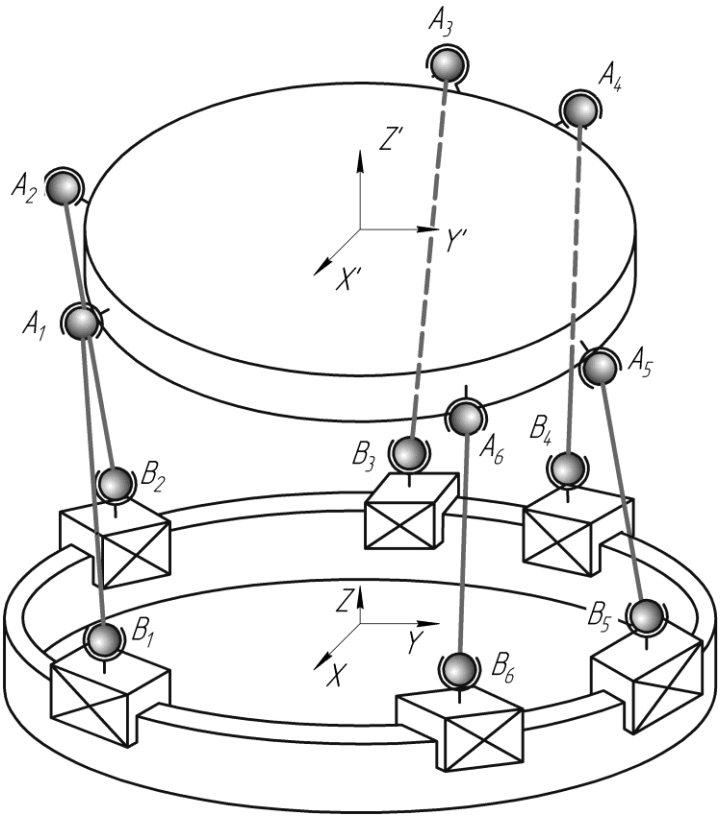


Рис.1. Ротопод

Для решения задачи по нахождению особых положений, прежде всего, необходимо найти матрицу перехода из системы координат выходного звена в систему координат основания.

Представим этот переход как последовательное вращение на угол α вокруг оси *OX*, затем поворот на угол β вокруг оси *OY* и после этого на угол γ вокруг оси *OZ*, затем проведем смещение на величины x1, y1, z1 вдоль соответствующих осей *OX*,*OY*, *OZ*.

Матрица, описывающая поворот относительно оси *OX* на угол α:

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) & 0 \\ 0 & \sin(\alpha) & \cos(\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Матрица, описывающая поворот относительно оси *OY* на угол β:

$$\begin{pmatrix} \cos(\beta) & 0 & \sin(\beta) & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin(\beta) & 0 & \cos(\beta) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Матрица, описывающая поворот относительно оси *OZ* на угол γ:

$$\begin{pmatrix} \cos(\gamma) & -\sin(\gamma) & 0 & 0 \\ \sin(\gamma) & \cos(\gamma) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Матрица, описывающая последовательное смещение на величину x1,y1,z1 вдоль соответственно осей *ox*,*oy*,*oz*:

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & x1 \\ 0 & 1 & 0 & y1 \\ 0 & 0 & 1 & z1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Матрица, описывающая переход из системы координат выходного звена к системе координат основания, таким образом, является перемножением этих матриц в обратном порядке. В результате получим матрицу перехода M:

$$M=\begin{pmatrix} \cos(\gamma)\cdot\cos(\beta) & \cos(\gamma)\cdot\sin(\beta)\cdot\sin(\alpha)-\sin(\gamma)\cdot\cos(\alpha) & \sin(\gamma)\cdot\sin(\alpha)+\cos(\gamma)\cdot\cos(\alpha)\cdot\sin(\beta) & x1 \\ \sin(\gamma)\cdot\cos(\beta) & \cos(\gamma)\cdot\cos(\alpha)+\sin(\gamma)\cdot\sin(\beta)\cdot\sin(\alpha) & \sin(\gamma)\cdot\cos(\alpha)\cdot\sin(\beta)-\cos(\gamma)\cdot\sin(\alpha) & y1 \\ -\sin(\beta) & \cos(\beta)\cdot\sin(\alpha) & \cos(\beta)\cdot\cos(\alpha) & z1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Соответственно, координаты центров шарниров выходного звена в системе координат основания будут определяться перемножением переходной матрицы M и матрицы, описывающей координаты точек присоединения промежуточных звеньев к выходному звену (платформе) в системе координат выходного звена P

$$A=M\ P$$

Теперь можно перейти непосредственно к нахождению особых положений. Для этого необходимо проанализировать рабочую зону для каждого предполагаемого положения выходного звена. Итак, запишем матрицу плюккеровых координат единичных векторов, направленных вдоль осей промежуточных звеньев-штанг:

$$E=\begin{pmatrix} X_1 & Y_1 & Z_1 & X_1^0 & Y_1^0 & Z_1^0 \\ X_2 & Y_2 & Z_2 & X_2^0 & Y_2^0 & Z_2^0 \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ X_6 & Y_6 & Z_6 & X_6^0 & Y_6^0 & Z_6^0 \end{pmatrix},$$

здесь все элементы матрицы – это плюккеровы координаты соответствующих ортов.

Рассмотрим внимательно единичный винт, проходящий через ось штанги A_1B_1 (первая строка), его координаты находятся следующим образом:

-координаты векторной части это единичный вектор направленный вдоль оси штанги A_1B_1

$$(X_1, Y_1, Z_1)=\left(\frac{A_1B_{1x}}{L}, \frac{A_1B_{1y}}{L}, \frac{A_1B_{1z}}{L}\right),$$

где L длина промежуточного звена-штанги.

-координаты моментной части это векторное произведение радиус вектора к точке B_1 на единичный вектор направленный вдоль оси штанги A_1B_1

$$(X_1^0, Y_1^0, Z_1^0)=\begin{pmatrix} B_x \\ B_y \\ B_z \end{pmatrix}\times\begin{pmatrix} \frac{A_1B_{1x}}{L} \\ \frac{A_1B_{1y}}{L} \\ \frac{A_1B_{1z}}{L} \end{pmatrix},$$

где L длина промежуточного звена-штанги.

Определение плюккервых координат для остальных единичных векторов выполняется аналогично. Особое положение наступает, когда определитель матрицы E становится равным нулю.

Отличительной особенностью ротопода является то, что для каждого положения выходного звена штанги парные группы штанг можно расположить двумя способами - когда приводы обоих штанг располагаются по разные стороны от линии проведенной между ними, и когда приводы обоих штанг находятся по одну сторону от линии проведенной между ними. Анализ показывает, что при переходе из первого положения во второе, и обратно механизм проходит через особое положение. Для того чтобы этого избежать можно отказаться от всех положений описываемых во втором случае. Ротопод теряет степень свободы, когда штанга находится в плоскости, проходящей через центр окружности основания - в этом случае теряется движение вдоль оси штанги. Особые положения находятся на поверхности пятого порядка, непосредственно при разработке стенда для упрощения можно не анализировать всю рабочую зону, а просто провести проверку по предполагаемым траекториям механизма.

ЛИТЕРАТУРА

1. L.F. Bieg, “Six Degreesf-Freedom Multi-Axis Positioning System”, U.S. Patent Application S-84,173.
2. Schmitt, D.J. ; Benavides, G.L. ; Bieg, L.F. ; Kozlowski, D.M. Analysis of the Rotopod: An all revolute parallel manipulator.- Conference: 1998 IEEE international conference on robotics and automation, Leuven (Belgium), 16-21 May 1998; Other Information: PBD: 16 May 1998
3. Ласточкин А.Б., Лысогорский А.Е., Календарев А.В., Козырев А.В. Механизмы по схеме трипод и ротопод как основа для тренажеров экипажей транспортных средств / XXIV Международная инновационно-ориентированнаяконференция молодых ученых и студ.ов «Актуальные проблемымашиноведения» (МИКМУС - 2012): Труды конференции (Москва,24-26 октября 2012 г.). / М: Изд-во ИМАШ РАН, 2012 – С. 97-100

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ КОЛЕСНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ МАХОВИЧНЫХ НАКОПИТЕЛЕЙ ЭНЕРГИИ

USING FLYWHEEL ENERGY STORAGE FOR IMPROVING ENERGY EFFICIENCY OF WHEELED VEHICLE

Д.Ю.Лещинский – асп.
МГТУ им. Баумана

Abstract. This publication discusses the possibility of using regenerative braking on a wheeled vehicle. According to the developed mathematical model the efficiency of flywheel energy storage is studied.

В настоящее время проблема повышения экологичности совместно с улучшением экономичности транспортных средств, эксплуатируемых в густонаселенных частях земного шара, становится особо обсуждаемой и актуальной. На долю автомобилей в городе приходится значительная часть вредных выбросов, загрязняющих атмосферу. Городской цикл движения сопровождается постоянными разгонами и торможениями, что приводит к увеличению потребления топлива, повышенной шумности и токсичных выхлопов. При использовании стандартной механической тормозной системы большая часть кинетической энергии автомобиля, накопленная при разгоне, переводится в тепловую. В последнее время все чаще производители стали задумываться об альтернативных системах торможения, способных эффективнее использовать энергию движения. Данные системы называются рекуперативными.

Рекуперативная тормозная система – это система, уменьшающая скорость транспортного средства за счет преобразования кинетической энергии движения автомобиля в другую форму энергии с возможностью накопления части выделенной энергии. В дальнейшем накопленная энергия может быть использована, как для привода вспомогательных агрегатов, так и для дополнительного источника энергии при разгоне. Все транспортные средства с рекуперативной тормозной системой и накопителем являются гибридами, так как используют несколько источников энергии для привода ведущих колес.

Во многих европейских странах получила широкое распространение программа налогового послабления для стимулирования покупки гибридного автомобиля. Легковые автомобили с системой рекуперативного торможения подчеркивают ориентацию владельца на высокие технологии и бережливое отношение к окружающей среде. Активно внедряются гибридные технологии и в общественный транспорт. Руководство многих городов отказывается закупать новые автобусы без энергосберегающих установок. А компания «Volvo» предлагает применять рекуперативное торможение и на грузовых автомобилях.

Гибридные транспортные средства отличаются между собой по принципу запасания выделенной при торможении энергии.

При наличии в автомобиле реверсивного электродвигателя механическая энергия преобразуется в электрическую и запасается в аккумуляторных батареях или суперконденсаторах. Гибриды с данным типом накопления называются электромеханическими. Самым успешным примером такого транспортного средства является «Toyota Prius». Суммарные продажи гибридной модели превысили 2 млн экземпляров. Компания «Toyota Motor» заявляет о намерении продолжить «гибридизацию» и не останавливается на одном гибриде, анонсируя о выпуске к 2015 году 18 новых моделей [6]. По данным производителя электромеханический гибрид позволяет снизить расход топлива на 43%, однако данная экономия не позволит покрыть затраты на изготовление, эксплуатацию и утилизацию гибридной силовой установки по отношению к традиционному ДВС с механической трансмиссией [3]. Помимо этого аккумуляторные

батареи обладают весьма ограниченной долговечностью и плохо переносят низкие температуры. Другими формами накопления энергии являются сжатый воздух и маховики.

Особый интерес представляет применение маховичных накопителей энергии (рисунок 1). Данный тип накопителей относится к инерционным. Инерционное торможение основано на использовании кинетической энергии объекта для создания тормозной силы на колесах. При этом не требуется преобразование механической в другие виды энергии.

К преимуществам данного типа накопителей стоит отнести:

1) большое число циклов заряда/разряда (рисунок 2);
2) обширный диапазон рабочих температур (рисунок 3);
3) высокая эффективность на всем диапазоне скоростей;
4) экологичность.

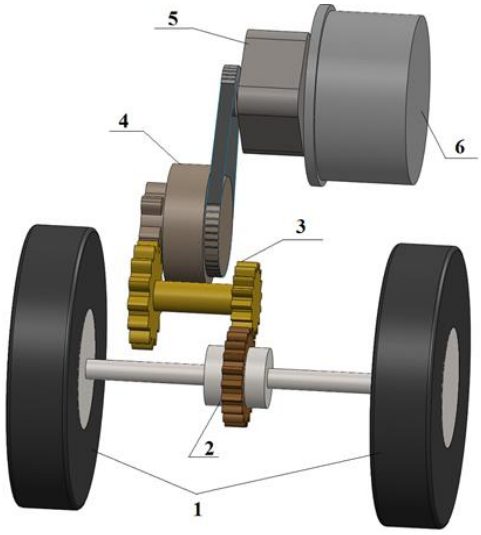


Рис. 1 Схема автомобиля с маховичным накопителем:
1 – колеса автомобиля; 2 – главная передача;
3 – зубчатая передача; 4 – муфта включения;
5 – вариатор;6 – маховик

Серьезным недостатком маховика является то, что он не может, в отличие от электрического накопителя, снабжать автомобиль энергией достаточно долго, т.е. маховик подходит для городской езды с энергичными разгонами и частыми торможениями перед очередными препятствиями.

Эпоха современных маховичных аккумуляторов в автомобилестроении начинается с создания швейцарской фирмой «Oerlikon» маховичного автобуса – гиробуса в 1953 году. Масса гиробуса составляла 11 тонн без нагрузки и 16 тонн с полной нагрузкой. При разгоне маховика до максимальной частоты вращения (3000 об/мин) накапливаемая им энергия составляла $3{,}3*10^7$ Дж. В 60-х годах прошлого века начались активные работы по созданию гиробуса в Советском Союзе, однако транспортное средство оказалось крайне неманевренным и проект не получил дальнейшего развития [1,2]. В 1982 году инженеры компании «General Motors» установили маховик на одном из своих автомобилей, но обнаружили, что он не достаточно улучшает эффективность использования топлива. Тем не менее, современные технологические достижения позволяют вновь вернуться к идее гибридного автомобиля с маховиком.

Конструкторы, проектирующие болиды Формулы 1, пытаются преодолеть проблемы использования маховика применением композиционных материалов для экономии веса и вакуумной камеры для уменьшения трения и повышения эффективности. Из Формулы 1 конструкции накопителей пытаются применять и на обычном рейсовом автобусе.

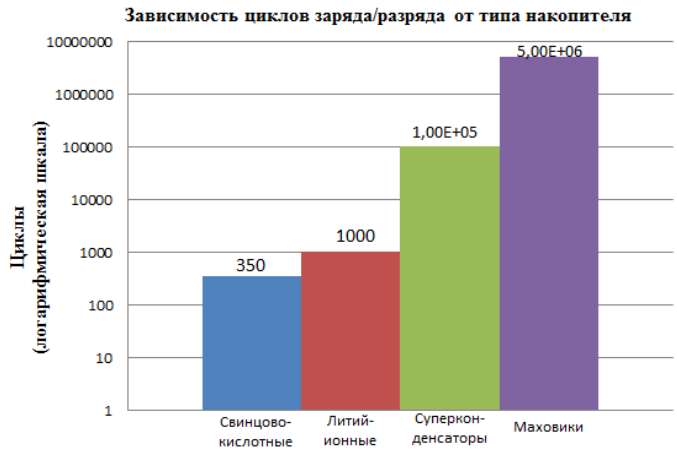


Рис. 2 Сравнение долговечности различных типов накопителей

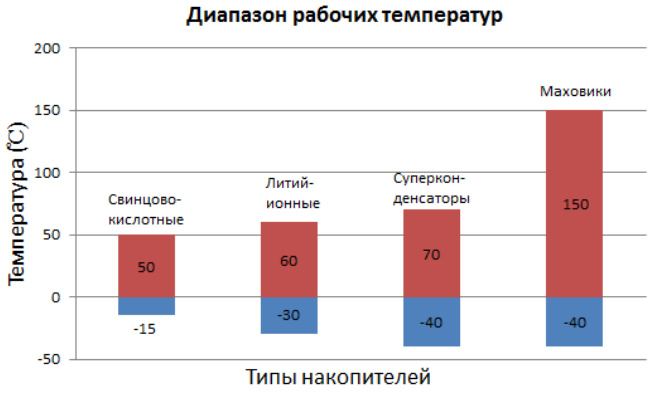


Рис. 3 Диапазон рабочих температур различных типов накопителей

Так в 2011 году была представлена совместная разработка британских и американских производителей - автобус с рекуперацией энергии и маховичным накопителем (система «Flybus»). Маховик при этом может раскручиваться до 60 тысяч оборотов в минуту [7].

Среди автопроизводителей легковых автомобилей активно исследуют возможности применения маховичных накопителей компании «Volvo Cars» и «Jaguar». Потенциально маховики способны снизить потребление топлива на 20% и будут стоить в три раза меньше, чем литий-ионные аккумуляторы.

Испытываемый накопитель компании «Volvo Cars» был изготовлен из материала на основе углеродного волокна. Вес маховика не превышал 6 кг, а диаметр 20 см. При этом в сочетании с двигателем внутреннего сгорания накопитель обеспечивал автомобилю дополнительно 80 л.с. к мощности [6].

Использование маховиков характеризуется тем, что на участке торможения энергетический потенциал движущегося транспортного средства изменяется от максимального значения до нуля, а кинетическая энергия маховика от нуля до максимума. Передаточный механизм, посредством которого присоединяется маховик, должен иметь переменное передаточное число, плавно изменяющееся от нуля до значений, стремящихся к бесконечности. Реализовать такое энергонакопительное торможение с учетом указанных требований возможно при использовании вариатора в качестве передаточного механизма [5].

Данная система, известная в зарубежной литературе, как инерционная KERS - Kinetic Energy Recovery System (Система Рекуперации Кинетической Энергии), может устанавливаться не только на все оси транспортного средства, но и только на неведущие колеса. В случае установки системы на ведущих осях требуется устройство переключения с тремя положениями: привод от двигателя, привод на вариатор с маховиком и нейтральное положение. При установке только на неведущих осях появляется необходимость лишь в муфте включения и отключения вариатора с маховиком. При разгоне накопленная энергия может быть подведена к неведущим осям и автомобиль становится полноприводным.

Предлагается использование таких накопителей в сочетании с основной тормозной системой транспортного средства. При этом тормозное усилие, создаваемое основными тормозными механизмами, может быть уменьшено в разы по сравнению с усилием, создаваемым на транспортном средстве без маховиков.

Для изучения поведения автомобиля при инерционном торможении была

разработана математическая модель торможения маховичным аккумулятором в приложении Simulink программы Matlab (рисунок 4).

Модель основана на следующей системе уравнений (1):

$$\begin{cases} I_{\text{тр}} \times \frac{d\omega_{\text{тр}}}{dt} = R_x \times r_{\text{д}} - M_{T.\text{Max.}} - M_{T.\text{Осн.}} - M_f; \\ I_{\text{м}} \times \frac{d\omega_{\text{м}}}{dt} = \frac{M_{T.\text{Max.}}}{U}; \\ \frac{\omega_{\text{м}}}{\omega_{\text{тр}}} = U, \end{cases} \quad (1)$$

Здесь $I_{тр}$, $I_м$ – момент инерции трансмиссии и маховика транспортного средства; $\omega_{тр}$, $\omega_м$ – угловые скорости трансмиссии и маховика; R_x –продольная реакция на колесах автомобиля; $M_{T.Max.}$, $M_{T.Осн.}$ – тормозной момент от маховика и основного тормозного механизма соответственно; M_f - момент сопротивления качению колеса; $r_д$ – плечо действия силы R_x; U –передаточное отношение вариатора. Воздушная составляющая пренебрегается, КПД не учитывается.

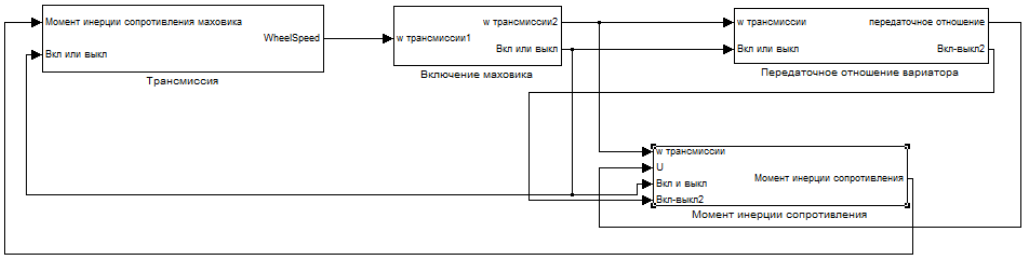


Рис. 4 Математическая модель торможения маховичным аккумулятором

Умножив второе уравнение системы (1) на U, а затем, просуммировав первое и второе уравнения, получаем:

$$I_{\text{тр}} \times \frac{d\omega_{\text{тр}}}{dt} + I_{\text{м}} \times \frac{d\omega_{\text{м}}}{dt} \times U = R_x \times r_{\text{д}} - M_{T.\text{Осн.}} - M_f; \quad (2)$$

Преобразуя третье уравнение системы (1) и продифференцировав его, получаем:

$$\frac{d\omega_{\text{м}}}{dt} = \left(U + \omega_{\text{тр}} \times \frac{dU}{d\omega_{\text{тр}}}\right) \times \frac{d\omega_{\text{тр}}}{dt}; \quad (3)$$

Подставляя выражение (3) в (2), можно записать:

$$\frac{d\omega_{\text{тр}}}{dt} \times \left(I_{\text{тр}} + I_{\text{м}} \times U \times \left(U + \omega_{\text{тр}} \times \frac{dU}{d\omega_{\text{тр}}}\right)\right) = R_x \times r_{\text{д}} - M_{T.\text{Осн.}} - M_f; \quad (4)$$

$I_{\text{тр}} + I_{\text{м}} \times U \times \left(U + \omega_{\text{тр}} \times \frac{dU}{d\omega_{\text{тр}}}\right) > 0$;Принимая во внимание, что правая часть уравнения (4) отрицательная, а $\frac{d\omega_{\text{тр}}}{dt}$ – угловое ускорение (замедление) колеса транспортного средства, то можно сделать вывод, что для возможности торможения необходимо следующее условие:

$$I_{\text{тр}} + I_{\text{м}} \times U \times \left(U + \omega_{\text{тр}} \times \frac{dU}{d\omega_{\text{тр}}}\right) > 0; \quad (5)$$

При этом, чем меньше будет значение формулы (5), тем меньше будет время торможения транспортного средства.

В данной работе для обеспечения постоянства замедления предлагается использовать следующие зависимости:

$$U1 + \omega_{\text{тр}} \times \frac{dU1}{d\omega_{\text{тр}}} = -1; \quad (6)$$

$$U2 \times \left(U2 + \omega_{\text{тр}} \times \frac{dU2}{d\omega_{\text{тр}}}\right) = -1; \quad (7)$$

$U1 = \frac{\omega_{\text{тр_}max} \times (U_{min}+1)}{\omega_{\text{тр}}} - 1$; Проинтегрировав данные уравнения, принимая во внимание граничные условия (минимальное передаточное отношение вариатора U_{min} при

максимальных оборотах трансмиссии $\omega_{\text{тр_max}}$), получаются значения передаточных чисел вариатора: (8)

$$U2 = \frac{\sqrt{\omega_{\text{тр_}max}{}^2 \times (U_{min}{}^2 + 1) - \omega_{\text{тр}}{}^2}}{\omega_{\text{тр}}}; \qquad (9)$$

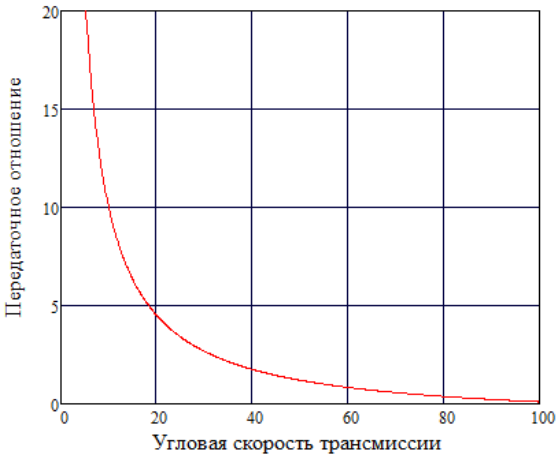


Рис.5 Зависимость передаточного отношения вариатора U1 от угловой скорости трансмиссии

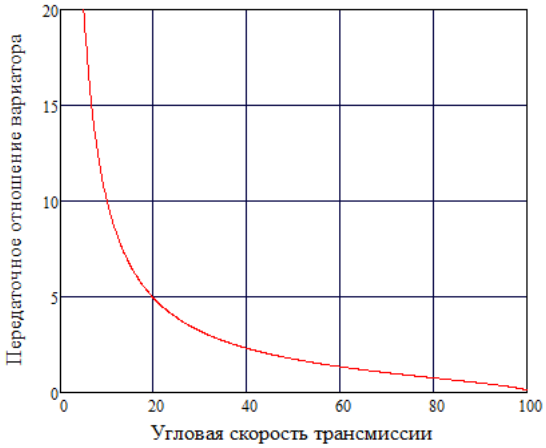


Рис. 6 Зависимость передаточного отношения вариатора U2 от угловой скорости трансмиссии

В результате подстановки уравнений (6) и (7) в неравенство (5), получаем следующие неравенства:

$$I_{\text{тр}} - I_{\text{м}} \times U1 > 0; \qquad (10)$$

$$I_{\text{тр}} - I_{\text{м}} > 0; \qquad (11)$$

Т.е. при использовании передаточного числа *U1* замедление автомобиля будет зависеть от момента инерции маховика $I_м$ и значения передаточного числа *U1*, а при использовании *U2* – только от $I_м$.

Зависимости изменения передаточного числа вариатора от угловой скорости трансмиссии представлены на рисунках 5 и 6.

Т.к. диапазон регулирования (отношение наибольшего передаточного числа к наименьшему) стандартных современных вариаторов не превышает 15, то маховик может накопить до 80% энергии при передаточном отношении вариатора *U1* и до 70% энергии при *U2* (без учета КПД и расхода энергии колеса на сопротивление качению). При применении супервариаторов с большим диапазоном регулирования возможность накопления энергии увеличивается.

Разработанная математическая модель в дальнейшем позволит оценить эффективность использования различных законов изменения передаточных чисел вариатора и выбрать наиболее оптимальный.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гулиа Н.В. Накопители энергии. М.: Наука, 1980. – 152 с.
2. Гулиа Н.В. Инерционные двигатели для автомобилей. М.: Изд-во «Транспорт», 1974. – 64 с.
3. Гулиа Н.В. Механическая гибридная силовая установка как кардинальное решение экономических и экологических проблем коммерческого транспорта в мегаполисе. Электронная библиотека «Наука и техника»: http://n-t.ru/
4. Гулиа Н.В. Радикальное повышение эффективности силовой установки гибридного автомобиля. Электронная библиотека «Наука и техника»: http://n-t.ru/
5. Ерейский А. В. Обоснование структуры и выбор рациональных параметров энергонакопительной тормозной системы механизмов передвижения мостовых кранов: Дис. канд. техн. наук: 05.05.04. – Новочеркасск, 2005. – 260с.
6. Сайт: http://www.greencarcongress.com
7. Сайт: http://www.flybridsystems.com/F1System.html

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОДОЛЬНОГО УДАРА СТЕРЖНЯ О ЖЕСТКУЮ ПРЕГРАДУ

MODELLING OF THE LONGITUDINAL IMPACT OF THE ROD ON A RIGID BARRIER

К.С.Листрова – асп., **В.К.Манжосов** – д.т.н., проф.
ФГБОУ ВПО «Ульяновский государственный технический университет»

Abstract. The model of the rod longitudinal impact was designed as mechanical system with final number of the degrees of the freedom. The equations of the motion are transformed to type where is presented the parameter that defines velocity of the sound in rod material. This allows matching the obtained results with wave model of the longitudinal impact. The calculation of the parameters of motion (acceleration, relative displacement, velocity) of concentrated masses depending on the time at different numbers of finite elements (n = 1, 2, 5, 10, 20, 30, 40) for modeling of elastic and inertial properties of the rod is presented. The results of calculation of the impact force depending on the number of finite elements are presented. Closest to wave model results have been achieved in the simulation with a large number of finite elements on which the rod is divided.

При моделировании продольного удара со скоростью *v* стержня массой m_c о жесткую преграду стержень может быть представлен *n*-м количеством конечных элементов с массой m_1, m_2, …, m_n, m_{n+1} (рис.1). При построении динамической модели конечного элемента в виде некоторой эквивалентной дискретной механической системы из сосредоточенных масс и упругих элементов вопрос о размещении массы конечного элемента и определении жесткости упругих элементов, решается расположением сосредоточенных масс по узлам конечного элемента.

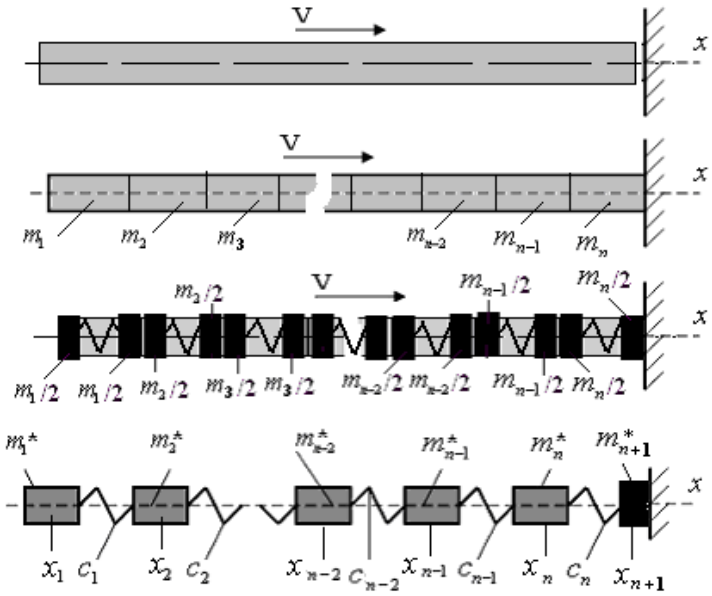


Рис.1 Схема и модель продольного удара

Расчетную модель стержня можно представить совокупностью приведенных масс m_1^*, m_2^*, …, m_{n-2}^*, m_{n-1}^*, m_n^*, m_{n+1}^*, где $m_1^* = m_1/2$, $m_2^* = m_1/2 + m_2/2$, …, $m_n^* = m_{n-1}/2 + m_n/2$, $m_{n+1}^* = m_n/2$ и $m_j = \rho_j A_j l_j$, где A_j – площадь поперечного сечения *j*-го (*j=1, 2, ..., n, n+1)* конечного элемента стержня, l_j – длина конечного элемента ($l_j = x_j - x_{j-1}$). Продольная жесткость конечного элемента моделируется

упругим элементом жесткостью $c_j = E_j \cdot A_j / l_j$, причем l_j модуль упругости первого рода материала *j*-го конечного элемента стержня.

Процесс удара связан с анализом движения каждой массы и сил, возникающих при этом движении. Движение произвольной j-й массы описывается дифференциальным уравнением вида:

$$m_j^* \ddot{u}_j = c_{j-1}(u_{j-1} - u_j) - c_j(u_j - u_{j+1}) \quad (1),$$

где $u_j -$ перемещение j-й приведенной массы m_j^* относительно фиксированной координаты x_{j-1}, определяющей положение ($j-1$)-го узла j-го конечного элемента в состоянии статического равновесия; $\ddot{u}_j -$ ускорение j-й массы. С соответствующими начальными условиями, определяющими начальные перемещения $u_{j,0}$ и скорости масс $\dot{u}_{j,0}$ в момент времени t = 0: $u_j = u_{j,0}$, $\dot{u}_j = \dot{u}_{j,0}$ и граничными условиями отсутствия внешних сил на левом торце стержня, а также особенность взаимодействия приведенной массы m_{n+1}^* с жесткой преградой (наличие неудерживающей связи) и при условии однородности стержня и постоянство его поперечного сечения, дифференциальное уравнение движения *j*-ой массы примет вид:

$$\ddot{u}_j = \frac{2n^2 a \cdot \tilde{A}_{j-1}}{l \cdot T_0(\tilde{A}_{j-1}+1)}(u_{j-1} - u_j) - \frac{2n^2 a}{l \cdot T_0(\tilde{A}_{j-1}+1)}(u_j - u_{j+1}) \quad (2),$$

где *a*- скорость звука в материале стержня (из волновой механики $a^2 = E \div \rho$), T_o - время распространения волны по стержню ($T_o = l / a$). Сила $P_{j,j+1}$, возникающая при деформировании *j*-го упругого элемента определяется как:

$$P_{j,j+1} = n \cdot E \cdot A_j \cdot (u_j - u_{j+1}) \quad (3).$$

Представим значения сил в безразмерном виде. Для этого разделим обе части последнего равенства на значение силы $P_o = E \cdot A_o \cdot v_o / a$ (где $v_o -$ скорость стержня перед нанесением удара), возникающей в ударном сечении однородного стержня такой же массы с площадью поперечного сечения A_o при столкновении с жесткой преградой.

Представим значение силы $\tilde{P}_{j,j+1}$ в безразмерном виде :

$$\tilde{P}_{j,j+1} = \frac{P_{j,j+1}}{P_0} = \frac{n \cdot EA_j(\tilde{u}_j - \tilde{u}_{j+1})}{EA_0 \cdot v_0 / a} = n \cdot \tilde{A}_{j,0}(\tilde{u}_j - \tilde{u}_{j+1}) / \frac{v_0}{a} \quad (4).$$

Значение ударной силы $\tilde{P}_n$ в безразмерном виде, учитывая, что перемещение жесткой преграды $\tilde{u}_{n+1}$ в процессе удара равно нулю, определится как :

$$\tilde{P}_n = n \cdot \tilde{A}_{n,0} \cdot \tilde{u}_n / \frac{v_0}{a} \quad (5).$$

И для однородного стержня, имеющего постоянную площадь A поперечных сечений по длине $\tilde{A}_{n,0} = \frac{A_n}{A_0} = 1$, значение ударной силы будет иметь вид :

$$\tilde{P}_{j,j+1} = n \cdot (\tilde{u}_j - \tilde{u}_{j+1}) / \frac{v_0}{a} \text{ и } \tilde{P}_n = n \cdot \tilde{u}_n / \frac{v_0}{a} \quad (6).$$

Рассмотрим диаграммы изменения во времени сил в ударном сечении, при различном числе сосредоточенных масс (рис.2).

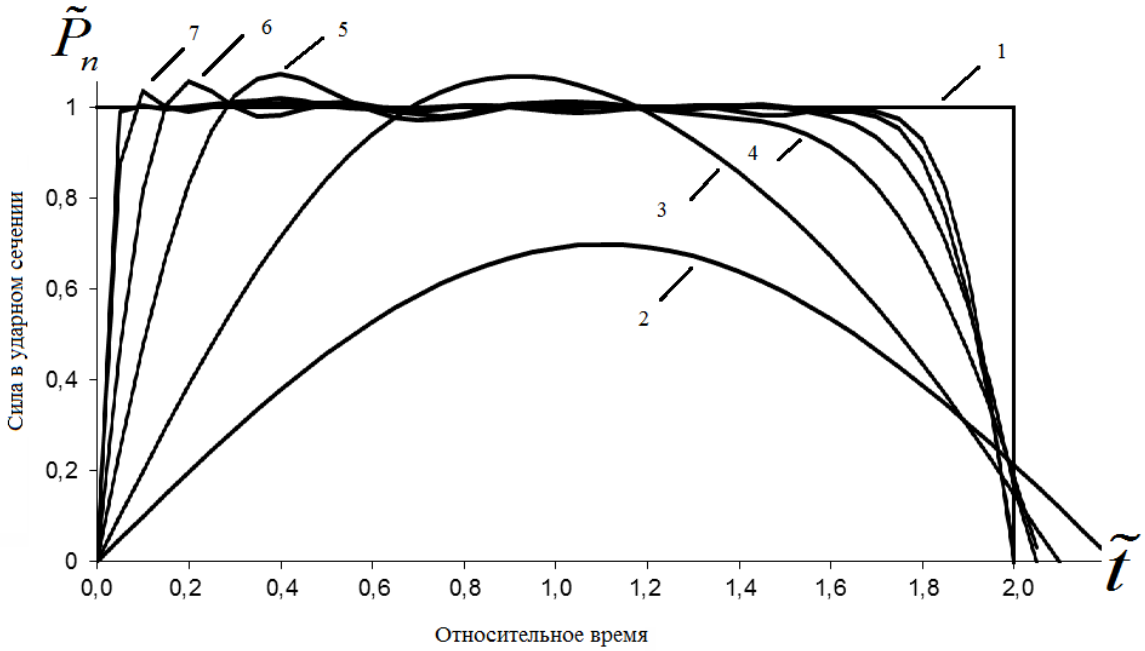


Рис.2 Диаграммы относительного значения ударной силы: 1 – расчетные значения, 2,3,4,5,6 и 7 – результаты моделирования при числе элементарных участков равным 1,2,5,10,20 и 30 соответственно

Результаты моделирования показали, что большее число конечных элементом, на которые разбивается стержень, приближает результаты моделирования элементной модели к результатам расчета ударной силы при продольном ударе однородного стержня о жесткую преграду на основе волновой модели. Практически, при числе элементарных участков превышающих 10 результаты уже мало отличаются друг от друга и не оказывают влияния на характер диаграмм. Длительность удара приближается к величине $T \to 2l/a, \quad t \to 2$, относительное значение ударной силы стремится к $\tilde{P}_n \to 1$. Результаты моделирования указывают и на волновой характер распространения деформаций.

Предложенная процедура расчета может быть использована при моделировании задач продольного удара в стержневых системах. Точность вычислений тем выше, чем большее количество элементов представляют стержень. В практических вычислениях можно ограничиться количеством элементов для стержня $n \in (10,...,30)$. Преобразование уравнений движения к виду, когда в структуре уравнений представлен параметр – скорость звука в материале стержня, позволяет естественным образом при необходимости сопоставлять результаты с волновой моделью продольного удара.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алимов О. Д., Манжосов В. К., Еремьянц В. Э. Удар. Распространение волн деформаций в ударных системах. – М.: Наука, 1985. – 386 с.
2. Манжосов В. К. Продольный удар. – Ульяновск: 2007. – 358 с.
3. Пановко Я. Г. Введение в теорию механического удара. – М.: Наука, 1977. – 220 с.

ПОЛУЧЕНИЕ ГАЛЬВАНИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ НА ОСНОВЕ ЗОЛОТА С УЛУЧШЕННЫМИ МЕХАНИЧЕСКИМИ И ТРИБОЛОГИЧЕСКИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ МЕТОДОМ ИМПУЛЬСНОГО ЭЛЕКТРООСАЖДЕНИЯ

ELECTROPLATED GOLD-BASED COATINGS WITH IMPROVED MECHANICAL AND TRIBOLOGICAL PROPERTIES OBTAINED BY PULSE ELECTRODEPOSITION

А.О. Лязгин – асп., **А.Р. Шугуров** – к.ф.-м.н., н.с., **А.В. Панин** – д.ф.-м.н., зав.лаб.
Институт физики прочности и материаловедения СО РАН

Abstract. Tribological properties of Au-Ni coatings produced by pulse electrodeposition are studied by use of atomic-force microscopy, scanning electron microscopy and optical microscopy. It was revealed that the variation of pulse electrodeposition parameters can effectively control the mechanical properties and wear resistance of coatings.

Для обеспечения длительной эксплуатации и низкого контактного сопротивления приборных соединителей на поверхность их наружных и внутренних проводников наносят износостойкие покрытия на основе золота, предотвращающие истирание контактных элементов [1-3]. Традиционно такие покрытия наносятся методом электролитического осаждения, который не требует дорогостоящего оборудования и позволяет осаждать покрытия на детали, имеющие сложную форму [4]. Импульсное электролитическое осаждение контролируется тремя независимыми параметрами осаждения (длительность импульса, интервал между импульсами и пиковая плотность тока) [5], в то время как осаждение при постоянном токе – только плотностью тока. Путем варьирования параметров осаждения можно добиться изменений в процессах зародышеобразования и роста покрытий, и тем самым получить покрытия с улучшенными трибологическими свойствами. Цель работы – исследовать влияние параметров импульсного электроосаждения на морфологию поверхности, механические характеристики и износостойкость покрытий Au-Ni.

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТА

Гальванические покрытия Au-Ni наносили на подложки из бериллиевой бронзы БрБ2 с промежуточным подслоем NiB толщиной 5 мкм. Толщина покрытий составляла 2,5 мкм. Покрытия получали как методом импульсного электролитического осаждения, так и путем осаждения при постоянном токе. Раствор электролита имел следующий состав: 8 г/л дицианоаурата калия $KAu(CN)_2$, 100 г/л лимонной кислоты $C_6H_8O_7$, 40 г/л KOH и 1 г/л $NiSO_4$-$7H_2O$. Основные параметры осаждения гальванических покрытий Au-Ni представлены в Таблице 1. Частота импульсов F и средняя плотность тока I_a определяются следующим образом:

$$I_a = \frac{t_{on}}{t_{on} + t_{off}} I_p,$$

$$F = \frac{1}{t_{on} + t_{off}}$$

Морфологию поверхности образцов исследовали методом атомно-силовой микроскопии (АСМ) с помощью прибора Solver HV в контактном режиме. Среднеквадратичную шероховатость поверхности покрытий определяли по АСМ-изображениям участков поверхности размером 30×30 мкм^2. Химический состав покрытий контролировали методом энергодисперсионной рентгеновской спектроскопии на установке Quanta 200 3D. Рентгеноструктурный анализ образцов выполняли на дифрактометре Shimadzu XRD-6000 в CuK_α -излучении (λ = 1,540598 Å).

Измерение механических характеристик образцов проводили методом наноиндентирования с помощью нанотестера Nanotest. Испытания проводили с трехгранной пирамидкой Берковича в диапазоне приложенных нагрузок от 1 до 50 мН. Твердость и модуль упругости покрытий определяли путем анализа зависимостей глубины проникновения индентора от приложенной силы в стадиях нагрузки и разгрузки по методу Оливера-Фарра [6].

Испытания на износ проводили на универсальной машине трения УМТ-1 по схеме “палец-диск” в условиях сухого трения. В качестве контртела использовали шарики диаметром 3 мм, изготовленные из закаленной стали ШХ15. Испытания проводили при нагрузке 1,83 Н и скорости 0,5 м/с. Для оценки степени износа покрытий определяли ширину дорожек трения (*l*) на их поверхности.

Таблица 1. Параметры осаждения покрытий Au-Ni. Пиковая плотность тока (I_p), средняя плотность тока (I_a), частота импульсов (F), длительность импульса (t_{on}), интервал между импульсами (t_{off})

Режим	I_p, **мА/см^2**	I_a, **мА/см^2**	***F*, Гц**	t_{on}, **мс**	t_{off}, **мс**
1	2	1,6	100	8	2
2	2	1,0	100	5	5
3	2	0,4	100	2	8
4	2	1,6	20	40	10
5	2	1,0	20	25	25
6	2	0,4	20	10	40
7	2	2	постоянный ток	-	-

РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Исследование химического состава покрытий показало, что при частоте 100 Гц содержание Ni увеличивается от покрытий, нанесенных в режиме 1, к покрытиям, осажденным в режиме 3 (Таблица 2). В то же время при $F = 20$ Гц концентрация Ni практически одинакова для всех образцов (режимы 4-6).

Таблица 2. Химический состав, среднеквадратичная шероховатость поверхности (R_a), средний размер зерна (d), твердость (H), модуль Юнга (E), упругое восстановление (R) и величина растягивающих напряжений (σ) в покрытиях Au-Ni на подложке БрБ2

Режим	**Содержание химических элементов, ат.%**		R_a, **нм**	***d*, нм**	***H*, ГПа**	***E*, ГПа**	***R*, %**	**σ, МПа**
	Au	**Ni**						
1	99,5	0,5	95	60	1,82	73	8	175
2	99,1	0,9	100	64	1,93	83	8	190
3	99,0	1,0	105	60	2,14	72	8	200
4	99,0	1,0	65	69	2,20	90	10	130
5	99,0	1,0	60	60	2,46	105	10	140
6	99,0	1,0	15	65	2,60	115	11	135
7	99,1	0,9	71	63	2,21	88	9	540

Результаты исследований морфологии поверхности покрытий с помощью атомно-силового микроскопа свидетельствуют о том, что все покрытия Au-Ni характеризуются мелкозернистым рельефом поверхности со средним латеральным размером зерен 60-69 нм (см. Таблицу 2). Шероховатость поверхности покрытий изменяется в широких пределах. В то же время наблюдается корреляция между параметрами импульсного осаждения и шероховатостью поверхности гальванических покрытий Au-Ni (см. Таблицу 2). Так, если покрытия, полученные при частоте импульсов $F = 100$ Гц (режимы 1-3), характеризуются более высокими значениями среднеквадратичной шероховатости R_a, чем покрытия,

осажденные при постоянном токе (режим 7), то уменьшение F до 20 Гц (режимы 4-6), напротив, приводит к существенному снижению шероховатости поверхности образцов.

Причиной высокой шероховатости покрытий, нанесенных в режимах 1-3, является формирование в них крупных агломератов зерен (рис.1,а-в), средний латеральный размер которых варьируется от 1 до 2 мкм. Последнее, по-видимому, является результатом слишком малого интервала между импульсами, составляющего всего 2-8 мс. Малые значения t_{off} не позволяют обеспечить необходимый диффузионный приток ионов в область вблизи катода, которая обедняется ими во время импульса. Поэтому количество осаждаемых ионов становится недостаточным для того, чтобы силы отталкивания между ними обеспечивали их равномерное распределение по поверхности. Неравномерное распределение плотности тока по поверхности катода приводит к формированию крупных агломератов зерен и обусловливает рост шероховатости покрытий Au-Ni.

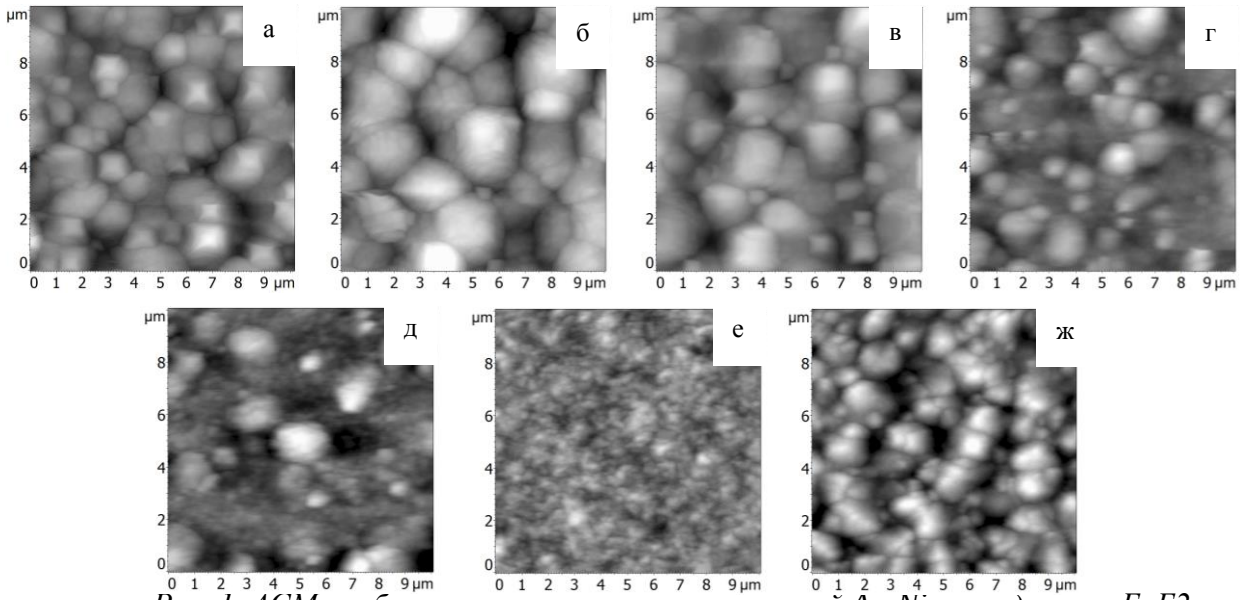


Рис. 1. АСМ-изображения поверхности покрытий Au-Ni на подложке БрБ2, полученных при различных режимах осаждения (см. Таблицу 1): а – режим 1, б – режим 2, в – режим 3, г – режим 4, д –режим 5, е – режим 6, ж – режим 7

При частоте 20 Гц интервал между импульсами становится достаточным для обеспечения притока ионов в прикатодную область, что приводит к более равномерному распределению осаждаемых частиц. В свою очередь это обеспечивает формирование более равновесной зеренной структуры. Однако в случае длительных импульсов, которые использовались в режимах 4 и 5, толщина прикатодного диффузионного слоя является слишком большой для того чтобы обеспечить равномерное осаждение в течение всего импульса. Поэтому на поверхности данных покрытий, по-прежнему, наблюдаются агломераты зерен (рис.1,г-д), размеры и плотность распределения которых, однако, меньше, чем у покрытий, осажденных в режимах 1-3. При этом на поверхности покрытий Au-Ni, нанесенных в режиме 6, формирование агломератов не наблюдается (рис.1,е), что и обеспечивает минимальную шероховатость их поверхности.

Согласно данным рентгеновской дифракции во всех исследованных покрытиях развиваются растягивающие напряжения. Величина напряжений в покрытиях, полученных методом импульсного электроосаждения, оказывается значительно меньше, чем у покрытий, осажденных при постоянном токе (см. Таблицу 2). При этом снижение частоты импульсов приводит к уменьшению растягивающих напряжений в покрытиях.

Измерения, проведенные методом наноиндентирования, показали, что уменьшение частоты импульсов приводит к небольшому повышению твердости покрытий (см. Таблицу 2). Наибольшей твердостью обладают покрытия, осажденные в режиме 6.

Измеренные модули Юнга покрытий, осажденных при частоте импульсов 100 Гц (режимы 1-3), оказываются ниже, чем у образцов, нанесенных при постоянном токе. В то же время, максимальным модулем Юнга обладают покрытия, осажденные в режиме 6. Поскольку химический состав всех исследованных покрытий одинаков, а упругие характеристики являются структурно чувствительными, то вероятной причиной различия упругих свойств покрытий Au-Ni является изменение их пористости. Известно, что покрытия, полученные методом электролитического осаждения, характеризуются достаточно высокой пористостью [4]. Поэтому рост модуля Юнга свидетельствует о том, что пористость покрытий, полученных в режимах 5 и 6, существенно ниже, чем у покрытий, осажденных в других режимах. Кроме того, у покрытий, полученных в режиме 6, наблюдается максимальное упругое восстановление отпечатка индентора после снятия приложенной нагрузки (см. Таблицу 2). Это указывает на повышение вклада упругой деформации в полную деформацию данных покрытий при наноиндентировании, что связано с ростом твердости образцов, а, следовательно, увеличением их сопротивления пластической деформации.

Исследования топографии поверхностей трения гальванических покрытий в процессе испытаний на износ показали, что у покрытий Au-Ni, осажденных при частоте 100 Гц (режимы 1-3), на поверхности трения наблюдается регулярный бороздчатый рельеф с незначительными вкраплениями частиц износа. Как видно из рис. 2 и Таблицы 2, износостойкость данных покрытий повышается с ростом их твердости. У покрытий Au-Ni, полученных в режимах 4 и 5, в процессе трибологических испытаний наряду с абразивным изнашиванием существенный вклад вносит адгезионное взаимодействие между покрытием и контртелом. В результате на дорожках трения покрытий, полученных в режимах 4 и 5, наблюдаются глубокие полости, обусловленные отрывом крупных фрагментов покрытия по границе раздела Au-Ni–NiB. Наконец, на поверхности трения покрытий, осажденных в режиме 6, также наблюдается бороздчатый рельеф, аналогичный покрытиям, полученным в режимах 1-3. Однако, ширина и глубина дорожки трения оказываются существенно меньше.

В результате, как видно из рис. 2, почти все покрытия, полученные методом импульсного электролитического осаждения (за исключением образцов, нанесенных в режиме 1), характеризуются меньшим линейным износом, чем покрытия, осажденные при постоянном токе. Среди основных факторов, обусловливающих рост износостойкости, следует отметить существенное снижение уровня растягивающих напряжений в гальванических покрытиях, что позволяет уменьшить отрыв частиц покрытия контртелом в процессе изнашивания. В результате преобладающим механизмом изнашивания большинства исследованных покрытий (за исключением полученных в режимах 4 и 5) является абразивный износ путем микроцарапания (пластического пропахивания). Поскольку процесс абразивного изнашивания определяется главным образом шероховатостью поверхности и твердостью образцов [7], то максимальной износостойкостью обладают покрытия, полученные в режиме 6. Износ покрытий, полученных в режимах 4 и 5, которые наряду с абразивным характеризуются адгезионным изнашиванием, оказывается выше, чем у покрытий, нанесенных в режимах 2 и 3, несмотря на то, что более высокую твердость.

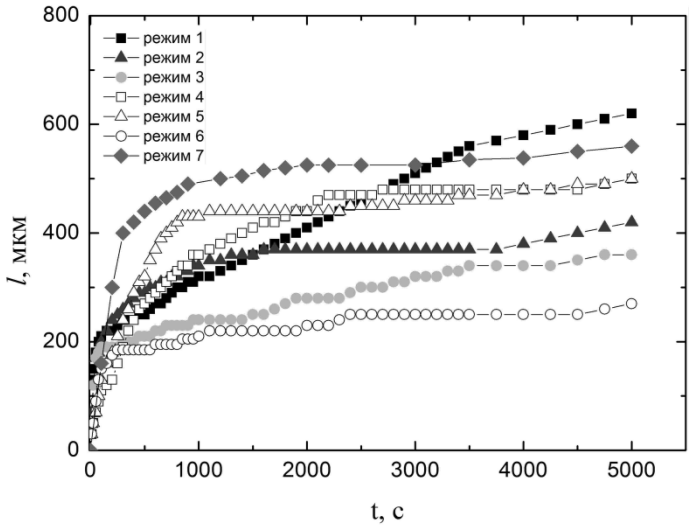


Рис. 2. Зависимость ширины дорожек трения на поверхности гальванических покрытий Au-Ni на подложке БрБ2, полученных при различных режимах осаждения (см. Таблицу 1)

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Установлено, что варьирование параметров импульсного электроосаждения дает возможность эффективно управлять шероховатостью поверхности, механическими свойствами и износостойкостью гальванических покрытий Au-Ni. Покрытия, полученные при частоте импульсов 100 Гц, характеризовались большей шероховатостью, чем покрытия, осажденные при постоянном токе. Уменьшение частоты до 20 Гц, напротив, приводило к существенному снижению шероховатости поверхности покрытий. Измерения, проведенные методом наноиндентирования, показали, что твердость покрытий варьируется в пределах 1,8-2,6 ГПа. При этом уменьшение частоты импульсов приводило к повышению твердости покрытий и их модуля упругости. Исследование топографии поверхностей трения покрытий выявило, что преобладающим механизмом изнашивания большинства исследованных покрытий является абразивный износ путем микроцарапания (пластического пропахивания). Показано, что подбор оптимальных значений параметров импульсного осаждения позволил существенно повысить механические характеристики и износостойкость покрытий Au-Ni, по сравнению с аналогичными покрытиями, осажденными в режиме постоянного тока.

ЛИТЕРАТУРА

1. Джуринский К.Б. Миниатюрные коаксиальные радиокомпоненты для микроэлектроники СВЧ. – М.: Агентство «Издательский сервис», 2003. – 128 с.
2. Christie I.R., Cameron B.P. Gold electrodeposition within the electronic industry // Gold Bulletin, 1994, v.27, p.12-20.
3. Карабанов С.М., Локштанова О.Г. Электролитические покрытия магнитоуправляемых герметизированных контактов (герконов) / под ред. С.М. Карабанова, Рязань: ГУЛ РО Рязанская областная типография, 2011. – 246 с.
4. Dini J.W. Electrodeposition – the materials science of coatings and substrates. Noyes Publications, Park Ridge, New Jersey, USA, 1993. – 367 p.
5. Puippe J., Leaman F. Theory and Practice of Pulse Plating. – Orlando: Amer. electroplaters a. surface finishers soc., 1986. – 247 c.
6. Oliver W., Pharr G. An improved technique for determining hardness and elastic modulus using load and displacement sensing indentation experiments // J. Mater. Res. 1992, v. 7, № 6, p.1564-1583.
7. Мышкин Н.К. Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2007. – 368 с.

БИОМЕХАНИЧЕСКИЕ ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОМПОЗИТНЫХ КОНСТРУКЦИЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ КРИВОЛИНЕЙНОГО АРМИРОВАНИЯ[1]

BIOMECHANICAL PRINCIPLES OF COMPOSITE STRUCTURE DESIGN USING CURVILINEAR REINFORCEMENT

А.В. Малахов – м.н.с., **А.Н. Полилов** – д.т.н., проф.
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

Abstract. This paper describes a modeling method for composite structures with curvilinear reinforcement. The method allows simulating the functionally graded material using biomechanical principles.

ВВЕДЕНИЕ

Традиционный способ проектирования оптимальной композитной конструкции сводится к варьированию углов укладки и числа однонаправленных монослоев. Однако, такие методы эффективны только при однородном напряженном состоянии. Прямолинейная укладка волокон не позволяет использовать их потенциал в композитных конструкциях, содержащих геометрические неоднородности (отверстия, выточки), т.к. происходит разрушение волокон при сверлении отверстий.

Природа подсказывает альтернативный способ проектирования композитных структур, создавая соединения древесины («ветка-ствол» или «корень-ствол») без перезания волокон и используя криволинейное армирование. В ряде научных публикаций [1-4] отражен интерес к моделированию подобных композитных конструкций. Методы моделирования криволинейной структуры армирования сводятся к изменению ориентации волокна. Так, в [1] рассмотрена укладка волокон в пластине с отверстием вдоль линий тока идеальной жидкости. Данная структура армирования снижает концентрацию напряжения вдоль волокна с 7 до 3.7. Иная укладка волокон приведена в [2-3]. Показано, что если укладывать волокна вдоль траекторий главных напряжений, то концентрация напряжений вдоль волокон для пластины с отверстием снижается с 7 до 4 [2], а касательные напряжения очень малы и практически однородны [3]. В [4] для пластины с отверстием с помощью метода конечных элементов (МКЭ) проведена оптимизация углов ориентации волокон в каждом элементе по критерию минимизации отклонения напряжений от среднего значения. Показано, что для такой структуры значение коэффициента концентрации напряжений вдоль волокна снижается с 7 до 1.5. Однако, возможность практической реализации такого армирования не исследовалась. Все эти расчеты показывают, что с помощью криволинейного армирования удается снизить концентрацию напряжений, что в свою очередь должно привести к повышению несущей способности композитного элемента.

Биомеханические принципы

Природа стремится создавать конструкции, которые адаптировались бы к внешней среде наилучшим образом. Структура дерева формируется под действием весовых, ветровых или искусственно создаваемых нагрузок. Древесина чувствительна к возникающим напряжениям и подстраивается под них. Можно считать, что древесина – это один из лучших природных биокомпозитов, и, вероятно, укладка волокон в ней в некотором смысле – оптимальна, в том числе и по прочности. Поэтому представляет интерес исследовать распределение волокон в зоне сучков, чтобы смоделировать рациональную укладку волокон в композитной детали около отверстия. Термин «рациональное проектирование» используется здесь как поиск решений,

[1] *Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (гранты № мол_а 12-08-31323, № 12-08-00259-а)*

удовлетворяющих заранее выбранным условиям, в отличие от традиционного оптимального проектирования, основанного на поиске минимума некоторой функции цели при заданных ограничениях.

Для изучения структуры древесины в месте соединения ветки со стволом, были изготовлены шлифы ствола сосны. В данном исследовании принята гипотеза о том, что древесные волокна располагаются вдоль линий силового потока, то есть вдоль траекторий максимальных главных напряжений [3]. Если касательные напряжения в стволе возникают, то структура древесины стремится искривиться, чтобы эти напряжения взяли на себя волокна. Зона сучка в первом приближении моделируется ортотропной пластиной с отверстием, которая находится под действием растягивающего напряжения, направленного вдоль оси X (рис.1). Сравнение древесины с модельной композитной пластиной носит, разумеется, лишь качественный характер, и может быть использовано как наводящее соображение, подтверждающее справедливость гипотезы об отсутствии (о малости) касательных напряжений вдоль волокон. Построенные по вышеупомянутой гипотезе траектории силового потока показывают качественное сходство с внутренней структурой древесины в зоне сучка (рис.1).

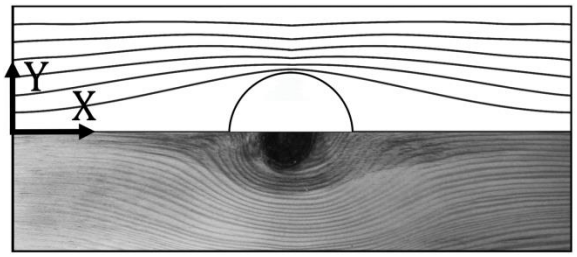


Рис.1 Распределения линий главных напряжений и деревянных волокон в зоне сучка

Принцип адаптации траекторий волокон

При использовании традиционной прямолинейной укладки волокон исключить вредное влияние разрушения волокон при сверлении невозможно. Следовательно, чтобы реализовать весь потенциал материала, необходимо выбрать схему армирования, которая исключает разрывы волокон при таких технологических операциях, как сверление.

Очевидно, что для решения этой проблемы необходимо использовать криволинейное армирование. Применяя криволинейные траектории волокон, которые соответствуют траекториям главных напряжений, удается обеспечить целостность волокон при наличии в конструкции различных геометрических неоднородностей. По существу, их удается адаптировать к геометрии детали и действующим на нее нагрузкам, т.е. согласовать их траектории волокон с полем напряжений. На рис. 2 показаны линии главных напряжений для ортотропных пластин, содержащих геометрические неоднородности. Если уложить вдоль этих линий волокна, то реализуется «принцип адаптации траекторий волокон».

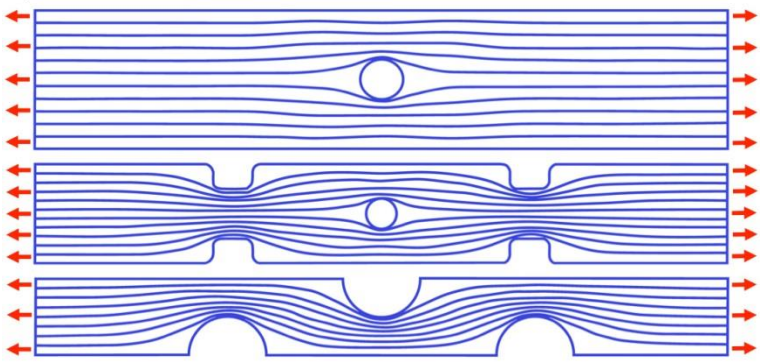


Рис.2 Линии главных напряжений

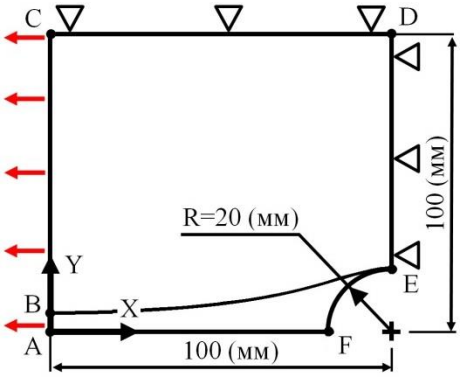


Рис.3 Расчетная схема

Как показано на рис. 2, траектории волокон имеют небольшую кривизну по сравнению с геометрическими неоднородностями, что, в свою очередь, должно привести к снижению концентрации напряжений вдоль волокна.

Рассмотрим две ортотропные пластины, которые находятся под действием равномерного растягивающего напряжения, направленного вдоль оси X. Механические

характеристики углепластика IM7/8552 [5] для этих пластин приведены в таблице 1. Направление волокон совпадает с осью X (рис. 3). Первый контур пластины проходит через точки ACDEF. Вторая пластина имеет контур BCDE. Линия BE совпадает с траекторией главных напряжений для пластины с контуром ACDEF, проходящей через точку E. Следует отметить, что расстояние AB=0.01·AC, т.е. очень мало. На эти пластины наложены следующие ограничения: 1) по перемещению в направлении оси Y (на стороне CD), 2) по перемещению в направлении оси X (на стороне DE). Сделано это для того, чтобы граничные условия были одинаковы для данных пластин, и их можно было бы корректно сравнивать. Расчеты были выполнены с помощью МКЭ.

Таблица 1. Механические характеристики углепластика IM7/8552

E_1 (ГПа)	E_2 (ГПа)	μ_{12}	G_{12} (ГПа)
151	7.99	0.32	4.33

Для пластины с контуром BCDE коэффициент концентрации напряжений K_t=9.4, т.е. по сравнению с круговым отверстием в ортотропной пластине ACDEF, где K_t=10.9, он снижается на 13.8%. Таким образом, видно, что огибание волокнами отверстия, используемое Природой, снижает концентрацию напряжений и упрочняет места соединения различных структур (например, «ветка-ствол»).

Метод моделирования функционально градиентного материала

Блок схема метода моделирования функционально градиентного материала (ФГМ) представлена на рис. 4. Данный метод реализуется с помощью численного решения (МКЭ). После того, как задана геометрия конструкции, материал и граничные условия, находятся поля напряжений. Следует отметить, что на первой итерации используется однородный ортотропный материал. Далее по вышеуказанной гипотезе ищется распределение траекторий волокон, а именно, линии главных напряжений. Метод построения траекторий волокон подобно описан в статье [6]. На основе этих траекторий моделируется ФГМ. Каждый элемент этой структуры имеет свои собственные механические свойства, зависящие от распределения волокон. Направление волокна моделируется путем присвоения каждому элементу своей собственной оси координат, которая направлена вдоль максимального главного напряжения, что совпадает с ориентацией волокна. Изменение объемной доли волокон также зависит от полученного распределения волокон. Механические характеристики материала изменяются в соответствии с объемной долей волокон. Таким образом, созданная дискретная модель учитывает локальное изменение направления и объемной доли волокон. После того, как свойства материала были присвоены каждому элементу, напряженно деформированное состояние в новой структуре изменяется. Новая структура имеет другое распределение траекторий волокон, соответствующее новому напряженно-деформированному состоянию. Решение этой задачи имеет итерационный характер, и процесс построения материала закончится, когда поле напряжений от итерации к итерации практически не будет изменяться с точностью ± 5%. В соответствии с критерием максимальных напряжений определяется прочность структуры, которая зависит от объемной доли волокон.

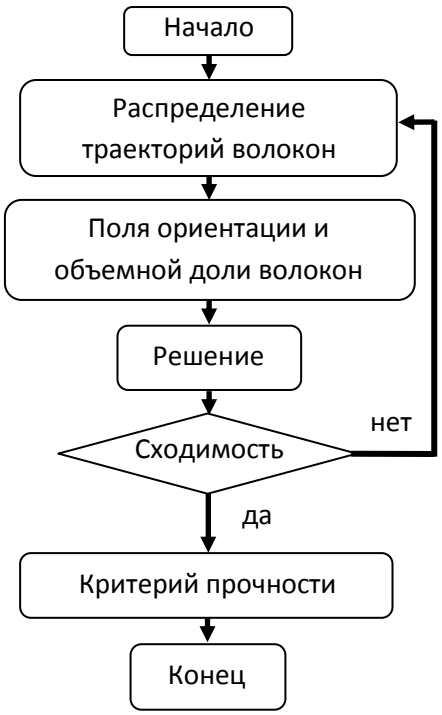


Рис.4 Блок схема

Особенности моделирования

ФГМ моделируется следующим образом: области 1 (ABEFG) присваивается материал эпоксидной смолы, а каждому элементу из области 2 (BCDE) назначаются свои

механические характеристики (E_1, E_2, G_{12}, μ_{12}), зависящие от изменения объемной доли волокон (рис.5). Изменение механических характеристик в зависимости от объемной доли описано, например, в [7]. Отметим, что крайнее волокно функционально градиентного материала (BE) не проходит через точку F. Сделано это для того, чтобы избежать сингулярных элементов в зоне между отверстием (GF) и крайним волокном (BE). Принято, что расстояние EF=0.05·R (R – радиус).

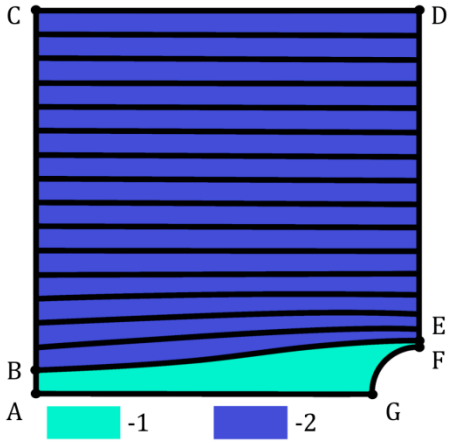


Рис.5 Моделирование ФГМ

Используя критерий максимальных напряжений, можно оценить прочность ФГМ [7]. Данный критерий прочности модифицирован, т.к. объемная доля волокон локально изменяется в ФГМ. Напряжение вдоль волокон в зависимости от объемной доли волокон рассчитывается по формуле (1) [7]. Далее, подставляя это напряжение в критерий разрушения, получаем допустимое напряжение для композита в целом:

$$\sigma_f^* = \sigma_{f_{max}} V_f + (\sigma_m)_{\varepsilon_{1max}} (1 - V_f), \qquad (1)$$

где V_f – объемная доля волокон, $\sigma_{f_{max}}$ – максимально допустимое напряжение вдоль волокна при растяжении, $(\sigma_m)_{\varepsilon_{1max}}$ – напряжение в матрице, соответствующее деформации матрицы, которая равна максимально допустимой деформации волокна при растяжении.

РЕЗУЛЬТАТЫ

На рис. 6-9 представлены результаты для квадратной пластины с отверстием, которая имеет следующие размеры: a=100 (мм) и R=12.5 (мм) (a – длина пластины, R – радиус отверстия). Видно, что в зоне концентрации напряжений объемная доля волокон максимальна. Это означает, что напряжение в пересчете на волокно будет меньше, чем усреднённое. Фактически, критерий прочности по максимальным напряжениям показывает именно напряжение в пересчете на волокно. Как видно из рис.9, данная структура армирования практически равнопрочна. Показано, что максимальное напряжение в зоне концентрации напряжений возрастает только на 28% по сравнению с зоной, находящейся на удалении, где прикладывается равномерное растягивающее напряжение.

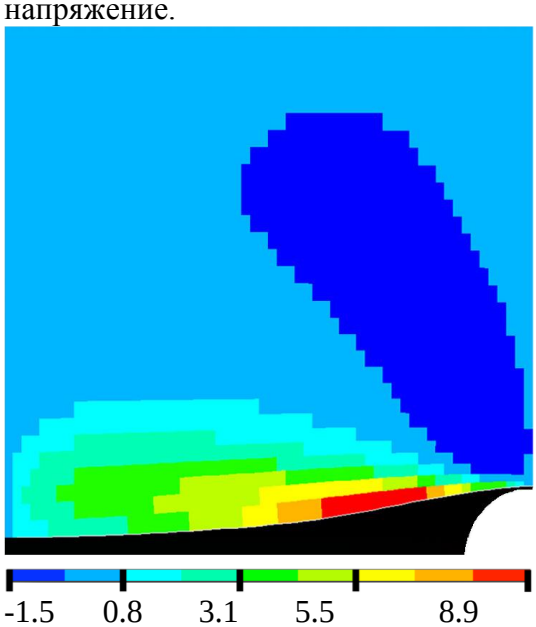


Рис.6 Поле распределения ориентации волокон

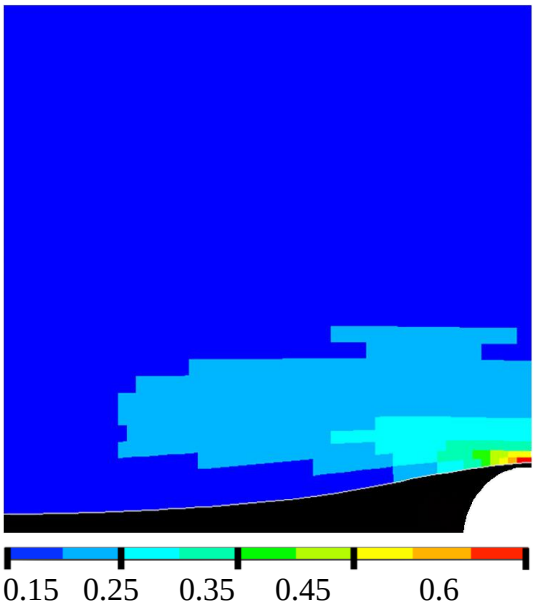


Рис.7 Поле распределения объемной доли волокон

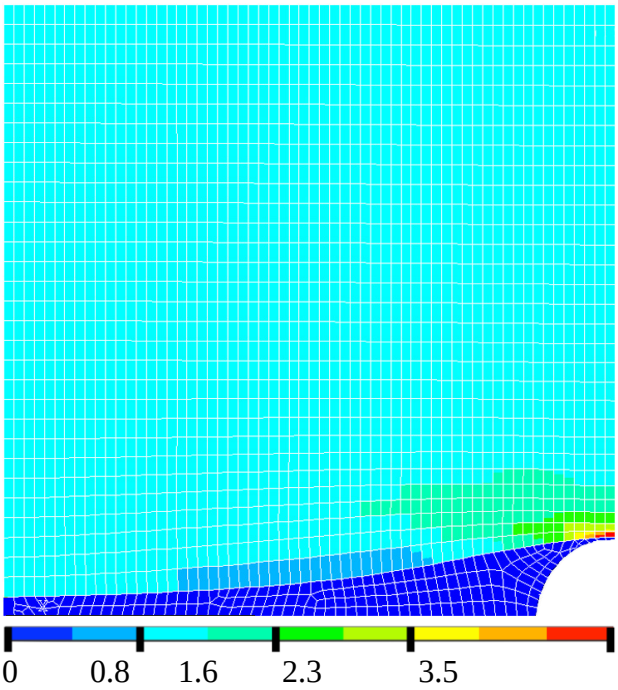


Рис.8 Коэффициент концентрации напряжений вдоль волокон

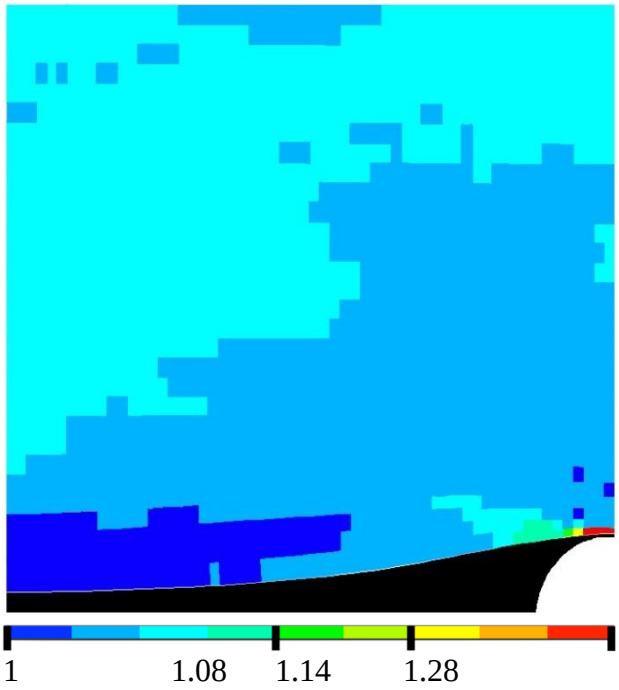


Рис.9 Критерий максимальных напряжений

ВЫВОД И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Продемонстрировано, что криволинейная структура армирования существенно повышает несущую способность. В данном расчете рассмотрен упрощенный критерий разрушения волокон, который позволяет дать количественную оценку эффективности моделируемой структуры. Однако, необходимо провести более детальные исследования оценки прочности полученной структуры по уточненным критериям, учитывающим реальные механизмы разрушения волокнистых композитов.

ЛИТЕРАТУРА

4. Hermanson J. A Finite Element Analysis of the Influenced of Curvilinear Orthotropy on the State of Stress in a Plate with a Hole, MS Thesis, University of Washington, 1992.
5. Hyer M.W., Lee H.H. The Use of Curvilinear Fiber Format to Improve Buckling Resistance of Composite Plates with Central Circular Holes // Composite Structures, 1991, vol. 18, No 3, p. 239–261.
6. Mattheck C. Design in Nature: Learning from Trees. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1998, 276 p.
7. Cho H.K., Rowlands R.E. Optimizing Fiber Direction in Perforated Orthotropic Media to Reduce Stress Concentration // Journal of Composite Materials, 2009, vol. 43, № 10, p. 1177-1198.
8. Jasso A.M., Goodsell J.E., Ritchey A.J., Pipes R.B., Koslowski M. A Parametric Study of Fiber Volume Fraction Distribution on the Failure Initiation Location in Open Hole off-axis Tensile Specimen // Composites Science and Technology, 2011, vol. 71, No 16, p. 1819- 1825
9. Малахов А.В., Полилов А.Н. Построение траекторий волокон, огибающих отверстие, и их сравнение со структурой древесины в зоне сучка // Проблемы машиностроения и надежности машин, 2013, №4, с. 57-62.
10. Jones R.M. Mechanics of Composite Materials. 2d. ed., Taylor & Francis, Philadelphia, 1999

УСТРОЙСТВО ДЛЯ НАНЕСЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКИХ ПОКРЫТИЙ НА РЕЖУЩИЙ ИНСТРУМЕНТ

DEVICE FOR APPLICATION WEAR-RESISTANT COATINGS ON CUTTING TOOL

А.С.Марков – студ., **В.С.Марков** – студ.
ФГБОУ ВПО Самарский государственный технический университет

Abstract. It is well known that endurance coatings increase the performance of cutting tools - are reduced cutting forces, is increased tool life. The device developed by us represents compact plants for local electrochemical deposition of wear-resistant chrome-diamond coating on to the cutting edge of the tool made of high speed steels.

Известно, что износостойкие покрытия повышают эксплуатационные характеристики металлорежущего инструмента – снижаются усилия резания, повышается стойкость инструмента(Рис.1). Традиционно на рабочие поверхности инструмента наносят ионно-плазменные нитридтитановые покрытия или осаждают электрохимические хром-алмазные покрытия в ваннах. Первый способ является длительным и энергоемким, что делает его непригодным для оперативного упрочнения режущих кромок, особенно, учитывая, что стойкость инструмента в современном оборудовании составляет всего 20…40 минут, после чего инструмент перетачивают и после первой же переточки положительный эффект от покрытия пропадает. Электрохимическое осаждение в ванне также сопряжено с большими энергозатратами и ухудшением экологии на производстве. В обоих случаях метод приобретает эффективность только при массовом применении. В случае необходимости штучной обработки инструмента эти методы становятся экономически нецелесообразными. Проблема усугубляется тем, что не на каждом металлообрабатывающем предприятии имеется оборудования для нанесения покрытий.

Устройство, разработанное нами представляет малогабаритную установку для локального электрохимического осаждения износостойкого хром-алмазного покрытия на режущие кромки инструмента, изготовленного из быстрорежущих сталей(Рис.2). Устройство представляет собой крытый металлический стакан. На дне стакана расположена свинцовая чашка – анод, в который залит электролит и расположены тампоны. Сверху в крышке имеются отверстия для обработки инструмента соответствующего диаметра. В средней части стакана расположены скользящие электроды, через которые на обрабатываемый инструмент подается отрицательный заряд, при этом инструмент, опускаясь до касания с тампоном, превращается в катод и в зоне контакта инструмента с тампоном (контакт происходит по режущей кромке) происходит локальное осаждение защитного слоя износостойкого покрытия. Кроме того, внутри стакана расположен таймер с механизмом автоматического поднятия инструмента после осаждения покрытия. Такое решение позволит сразу после переточки инструмента поместить его в устройство и продолжать работу, не следя за процессом осаждения. Применение такого устройства позволит получать высокие плотности тока до 100 А/дм2 при потреблении из сети не более 1 Ампера, что исключает возможность «перекоса» фаз в сети, и малым истощением электролита, что обеспечивает длительную работу устройства без дополнительного обслуживания. Малые габариты устройства позволяют не опасаться за испарения вредных веществ. Устройство целесообразно располагать непосредственно возле каждого заточного станка на производстве.

Отличительной чертой является то, что в стандартные электролиты вводят суспензию ультрадисперсных алмазов (УДА), с размерами частиц около 10 нм, в концентрации 15-20 г/л. Хром-алмазное покрытие имеет микротвердость (1500 кгс/мм^2), которая втрое превышает твердость шарошечной стали и вдвое превышает твердость покрытия хрома без наноструктурирующих добавок (Рис.3). Покрытие имеет прочное сцепление с основой (на стальных основах прочность сцепления покрытия на отрыв

достигает 45…50 кгс/мм2), высокую чистоту поверхности (Ra0,2мкм) и низкий коэффициент трения, снижающий температуру в зоне трения и создающий антисальниковый эффект. Хром-алмазное покрытие обеспечивает надежную работу деталей в условиях больших нормальных и сдвиговых нагрузок (Рис.4).

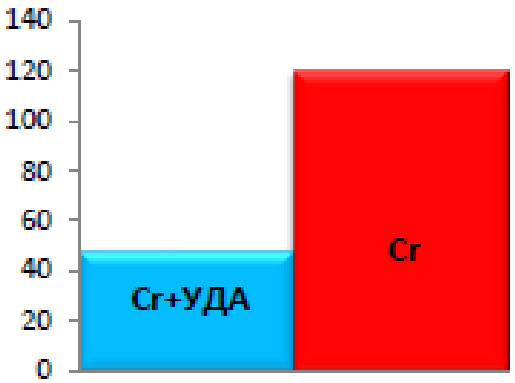


Рис.1. Скорость изнашивания мкм/ч

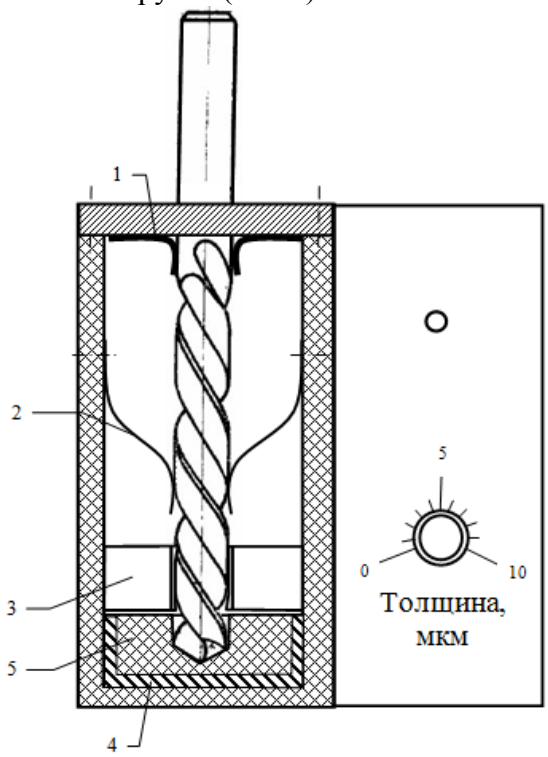


Рис.2. 1-эластичная мембрана, 2-пружинный электрод, 3-нагревательный элемент, 4-анод, 5-тампон

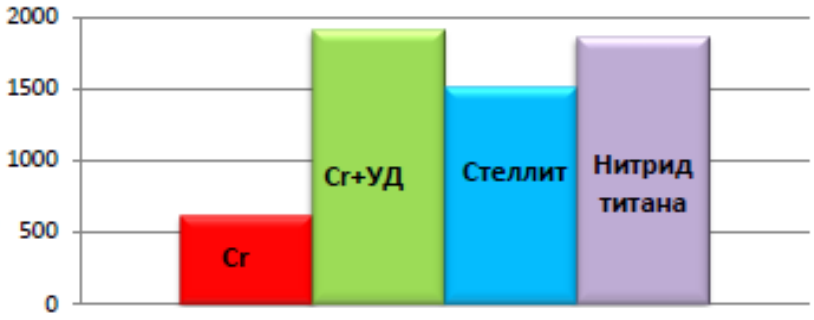


Рис.3. Микротвердость покрытий кгс/мм^2

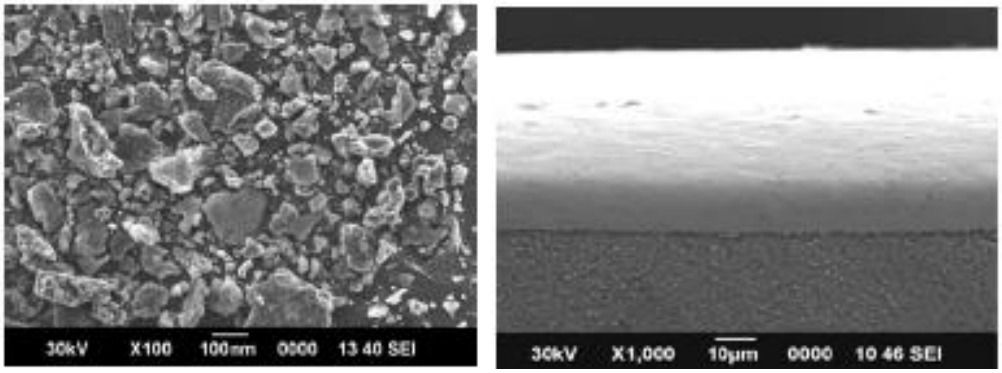


Рис.4. Ультрадисперсные алмазы в суспензии и микроструктура хром-алмазных покрытий

Ранее тампоны использовали для натирания покрываемой поверхности, что улучшало структуру покрытия и прочность сцепления с основой [1,2]. В приведенном устройстве тампон используется для локализации обрабатываемого участка.

По сравнению с нанесением износостойких покрытий в ванне предлагаемый способ имеет следующие преимущества:

1)Возможность кратного повышения плотности тока за счет локализации обрабатываемых участков и, соответственно, ускорения процесса осаждения покрытия.

2)Наличие в конструкции устройства таймера-"выбрасывателя" (по типу тостеров) позволит вовремя прекратить обработку инструмента.

3)Устройство позволяет штучно обрабатывать переточенный инструмент и оперативно продолжить его эксплуатацию, практически не прерывая производственный процесс.

4) Локальное нанесение покрытия позволяет существенно снизить расход электроэнергии, практически исключить испарения вредных веществ и избежать изменения геометрических размеров инструмента в калибрующей части.

ЛИТЕРАТУРА

1. А.с. №1640213. Устройство для нанесения покрытий методом электролитического натирания / Медведев В.В. Опубл. 07.04.1991г, бюл. №13.

2. Патент РФ №2292410. Устройство для нанесения покрытий посредством электролитического натирания /Ганин А.Н., Громаковский Д.Г., Ибатуллин И.Д., Николаев В.А., Потапкин А.И., Хаустов В.И. Опубл. 27.01.2007г., бюл. №3.

ДИАГНОСТИЧЕСКИЙ ЩУП ДЛЯ КОНТРОЛЯ СМАЗОЧНЫХ МАСЕЛ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

DIAGNOSTIC PROBE TO MONITOR THE LUBRICATING OIL DURING OPERATION OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES

В.С.Марков – студ., **А.С.Марков** – студ.
ФГБОУ ВПО Самарский государственный технический университет

Abstract. The disadvantage of an oil change in the cars on the distance traveled is: 1) the premature removal of oil, maintaining performance, and 2) the operation of the engine with oil that does not meet the technical requirements. Presented the unit on the index like oil dipstick, which will be built into a number of sensors. Working with the device is reduced only to install it into a pan car and do not require any further intervention. The information will be displayed on the panel of the car itself.

В настоящее время замена моторного масла при эксплуатации двигателей внутреннего сгорания производится по регламенту (пройденному пути). Недостатком данного метода замены моторного масла в автомобилях является: 1) возможность преждевременного удаления масла, сохранившего достаточно высокую работоспособность, что приводит к нерациональному использованию масла; 2) возможность эксплуатации двигателя с маслом, которое изначально не отвечало техническим требованиям (контрафактная продукция, загрязненное масло, масло с истекшим сроком годности и т.д.). Поскольку автолюбители и сервисные центры, как правило, не имеют возможности проведения тщательного лабораторного анализа моторного масла, особенно в процессе его эксплуатации, то эксплуатация моторного масла по фактическому состоянию до сих пор представляет собой нерешенную задачу, несмотря на то, что подобные исследования регулярно возобновляются. Однако в предлагаемых конструкциях диагностических систем для контроля качества масел оценивается, в сущности, только его чистота, для оценки которой используют различные методы (оптический, спектральный анализ, диэлькометрический и др.) [1-3]. В то время как для моторных смазочных масел основными критериями качества являются антифрикционные и антизадирные свойства, которые обеспечиваются введением в базовое масло соответствующих присадок. Эти присадки в процессе эксплуатации вырабатываются (так же как и моющие присадки), но в отличие от выработки моющих присадок, которую можно контролировать по степени прозрачности масла, триботехнические свойства контролировать сложнее. Кроме того, при эксплуатации двигателей важно оценивать вязкость масла, которая должна находиться в рамках определенного диапазона. Слишком большая вязкость затрудняет прокачку масла по смазочной системе, слишком малая – не обеспечивает необходимой толщины смазочного слоя в трущихся парах.

В лаборатории наноструктурированных покрытий разработана новая конструкция диагностического комплекса для многокритериального контроля качества моторного масла. Отличительной особенностью данной разработки является комплексный анализ фактического состояния масла в процессе эксплуатации автомобилей на основе оценки степени его загрязнения, антифрикционных и антизадирных свойств, уровня, температуры и вязкости. При этом устройство представляет собой аналог маслоуказательного щупа, выполненного в виде измерительных модулей, соединенных между собой гибкими силиконовыми трубками (рис. 1).

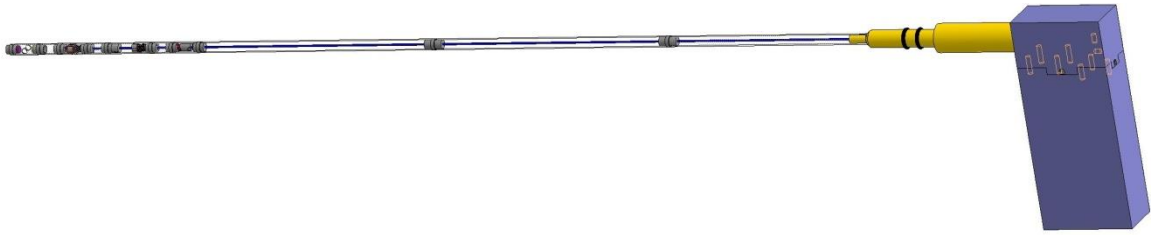


Рис.1. Общий вид устройства

Маслоуказательный щуп состоит из следующих измерительных модулей: датчик уровня, датчик чистоты, датчик вязкости, датчик несущей способности, датчик температуры.

Датчик уровня масла (Рис.2) выполняет следующую работу. Если уровень масла в ДВС меньше необходимого, то поплавок 1 под действием силы тяжести опускается на контакт 2, тем самым замыкая электрический контакт, а на информационной панели загорается светодиод, информирующий о недостаточном уровне масла.

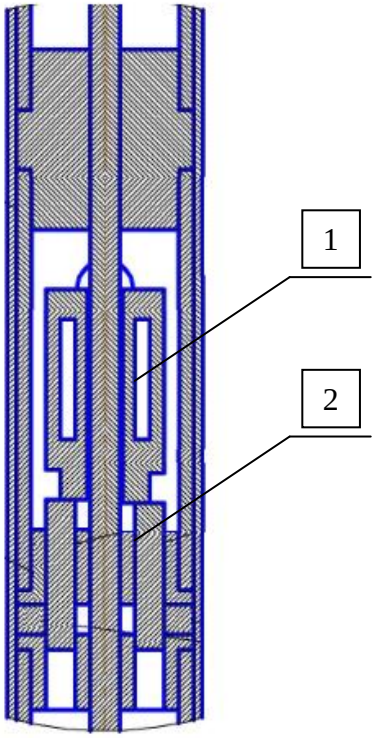


Рис.2. Датчик уровня масла

Датчик чистоты масла (Рис.3). Датчик работает за счет изменения степени прозрачности масла, которая в свою очередь зависит от степени его загрязнения. Чем больше загрязнений, тем больше они рассеивают световой поток от светодиода 1 и тем меньше его поступает на фотоприемник 2. При снижении светового потока на фотоприемнике ниже допустимого уровня на информационной панели загорается светодиод, указывающий на то, что превышен уровень загрязнения смазочного масла.

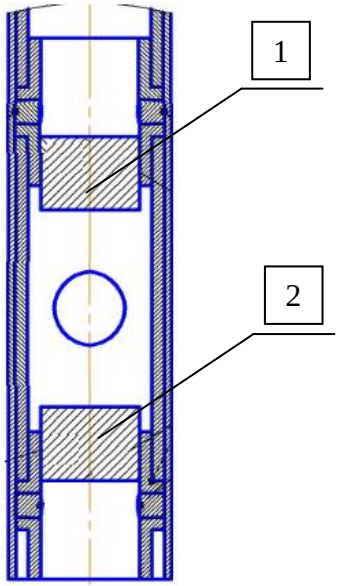


Рис.3. Датчик чистоты масла

Датчик вязкости масла (Рис.4) работает по следующему принципу. При перемещение вверх, трос поднимает за собой поршень 1. Чем выше вязкость масла, тем сильнее сжимается пружина визкозиметра 2. При превышении вязкости масла допустимого значения (если масло недостаточно прогрелось или вязкость повысилась из-за окисления масла) происходит замыкание электрода 3 с шайбой контактной 4, в результате чего на информационной панели загорится светодиод, информирующий о повышенном значении вязкости масла.

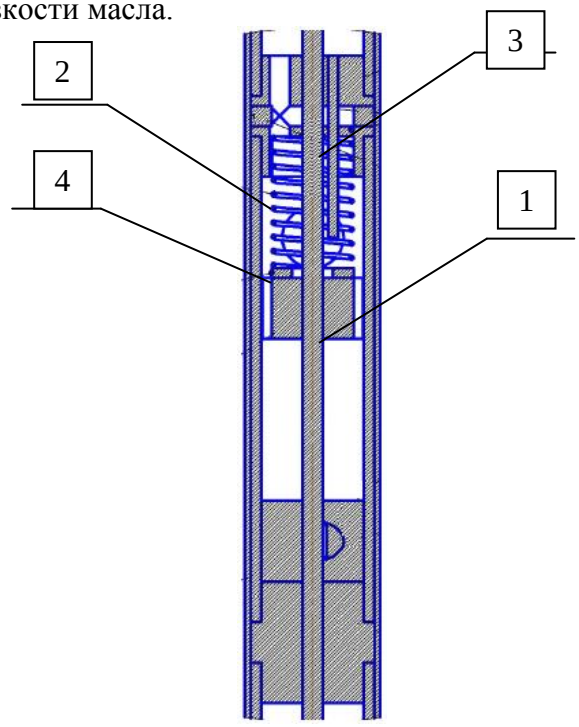


Рис.4. Датчик вязкости масла

Датчик несущей способности и момента трения (Рис.5) работает следующим образом. Упругие пружины 1 создают давление на трос, если несущая способность смазочной пленки, характеризующая антизадирные свойства масла, снизится ниже допустимого уровня в местах контакта пружин с тросом произойдет разрыв смазочной пленки и возникнет электрический контакт. При перемещение троса вверх, появляется момент трения между упругими пружинами и тросом. Если антифрикционные присадки в масле отсутствуют или утратили эффект действия, произойдет деформация пружины и замыкание электрода 2 с шайбой контактной 3, в следствии чего возникнет электрический

контакт, при этом на информационной панели загорится светодиод, указывающий на снижение антизадирных свойств масла ниже допустимого уровня.

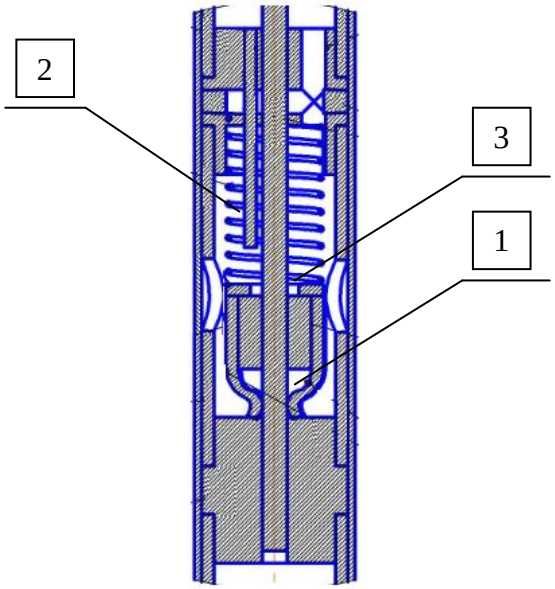


Рис.5. Датчик несущей способности и момента трения

Датчик температуры представляет собой термопару, закрепленную во втулке. Вблизи спая термопары на трубке имеется отверстие для свободного доступа масла. Сигнал с термопары поступает в блок обработки информации, где усиливается усилителем. При превышении (или снижении) температуры масла допустимых пределов на информационной панели загорится светодиод, указывающий на необходимость прогрева (или охлаждения) контролируемого масла.

ЛИТЕРАТУРА

1. Логвинов Л.М. Техническая диагностика жидкостных систем технологического оборудования по параметрам рабочей жидкости: Учеб. Пособие. –М: ЦНТИ «Поиск», 1992.-90с.

2. Патент РФ №2473884. Способ диагностики агрегатов машин по параметрам работающего масла/ Власов Ю.А., Тищенко Н.Т., Будько Ю.А., Ляпина О.В., Гильц В.О., Ляпин А.Н., Исмаилов Г.М.. Опубл.: 27.01.2013 Бюл. № 3.

3. Патент РФ №2319946. Способ оценки технического состояния и интенсивности изнашивания узлов трения, работающих в присутствии смазочного материала/ Степанов В.А., Антонов А.Н., Денисов Е.А., Жулин В.Г. Опубл.: 20.03.2008 Бюл . 8.

ТЕХНОЛОГИЯ УПРОЧНЕНИЯ ШЛИФОВАЛЬНЫХ КРУГОВ МЕТОДОМ ДЕТОНАЦИОННОГО НАПЫЛЕНИЯ

TECHNOLOGY FOR STRENGTHENING GRINDING CIRCLES METHOD OF DETONATION SPRAYING

А.С.Марков– студ., **В.Н.Воронин** – препод.
ФГБОУ ВПО Самарский государственный технический университет

Abstract. The technique of an experimental estimation of residual pressure in the grinding circle, lateral surfaces directed by detonation hardening is resulted. Hardening occurs at the expense of formation in a circle of pressure of compression at a dusting on its lateral faces corundum coverings. It is shown, that with growth of a thickness of a ceramic covering favorable pressure of compression increase.

Известно, что одним из методов повышения надежности шлифовальных кругов при эксплуатации является нанесение детонационных покрытий на их боковые поверхности, за счет которых в материале круга возникают напряжения сжатия (рис. 1), компенсирующие рабочие растягивающие напряжения, обусловленные центробежными силами. Ранее приводились модели, описывающие величину остаточных напряжений, наводимых детонационной обработкой [1-3].

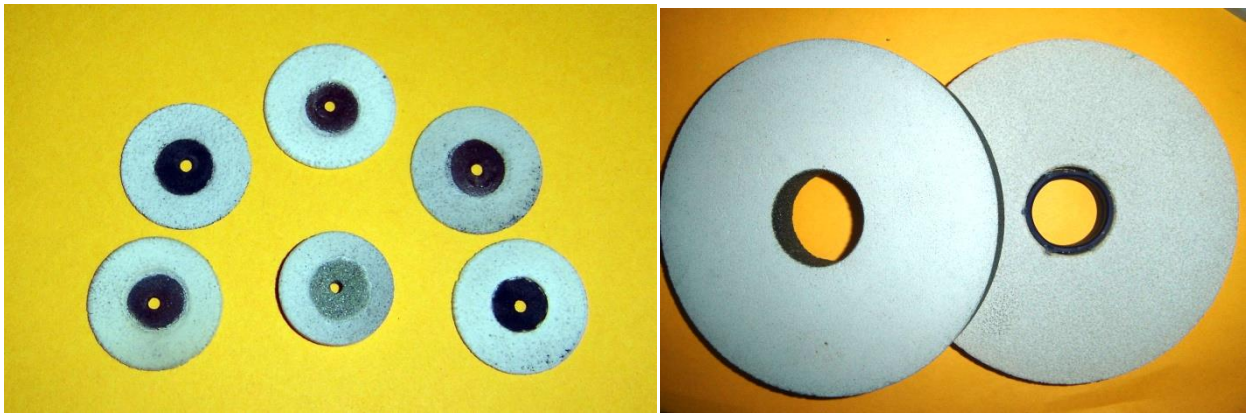


Рис.1. Примеры упрочнения малогабаритных отрезных кругов (а) и шлифовальных кругов (б). Покрытие – корунд, толщина 100 мкм.

В данной статье показана экспериментальная методика, позволяющая подтвердить наличие благоприятных сжимающих напряжений на образцах шлифовальных кругов. Данная методика близка к известному методу определения остаточных напряжений по Давиденкову за тем исключением, что в новом методе вместо послойного травления кольцевых образцов и оценки смещений свободных концов разрезанного кольца используется наслаивание покрытия.

Суть методики сводится к следующему. В испытуемом шлифовальном круге делают прорезь, обеспечивая возможность высвобождения внутренней энергии, запасенной кругом в процессе его изготовления. Высвобождение технологических остаточных напряжений сопровождается раскрытием зазора в месте прорези при наличии растягивающих напряжений или сближением краев круга в месте прорези при высвобождении остаточных напряжений сжатия. После релаксации внутренних напряжений измеряют начальный зазор x между краями прорези. После напыления покрытия на боковые поверхности круга зазор между краями прорези приобретает величину x'. Учитывая, что прорезь имеет длину, существенно меньше, чем длина окружности неразрезанной части абразивного круга L можно записать равенства 1 – до напыления и 2 – после напыления.

$$x = 2\pi R - L \qquad (1)$$

$$x' = 2\pi R' - L' \tag{2}$$

Найдем зависимость, связывающую сжимающие напряжения, возникающие в материале круга под действием формируемого детонационного покрытия, и величинами x и x'. Для этого рассмотрим элементарный сегмент абразивного круга $ABCD$ (рис. 2), где сплошными линиями очерчен начальный размер сегмента, а пунктирными – размеры сегмента $A'B'C'D'$ после его сжатия в плоскости рисунка вследствие действия сжимающих напряжений, наводимых покрытием.

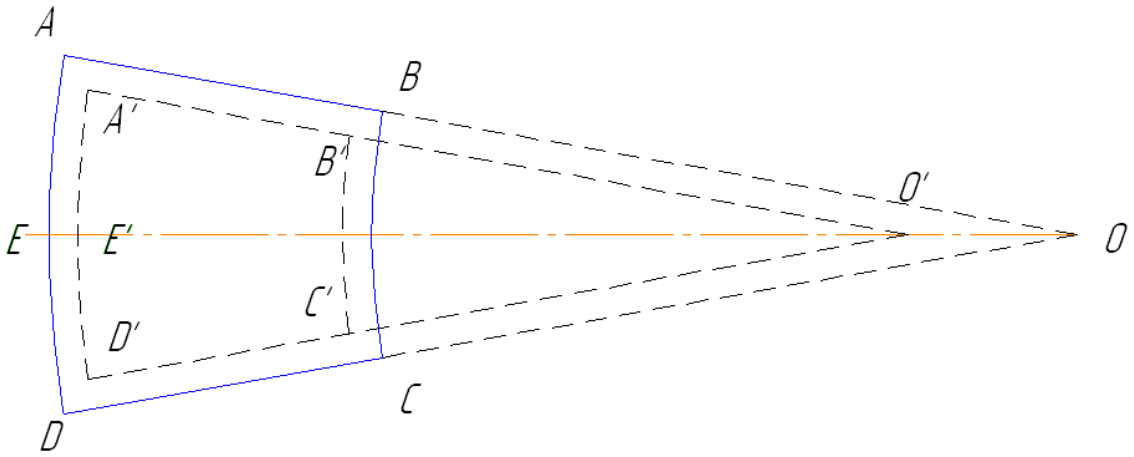


Рис. 2. Иллюстрация к оценке остаточных напряжений в материале круга

Из подобия фигур AOE и $A'O'E'$ следует:

$$\frac{AO}{AE} = \frac{A'O'}{A'E'}. \tag{3}$$

При этом отрезок AO равен исходному радиусу абразивного круга R, а $A'O'$ – радиусу круга после напыления R'. Уменьшение величины сегмента круга AE после напыления произошло под действием тепловой деформации круга, определяемой формулой Кингери

$$\varepsilon = \frac{AE - A'E'}{AE} = \alpha\Delta T = \frac{\sigma}{E} \quad \text{или} \quad A'E' = AE\left(1 - \frac{\sigma}{E}\right) \tag{4}$$

где: α – коэффициент линейного расширения материала круга, ΔT – разница между начальной T_1 и конечной T_2 (после остывания) температуры покрытия, σ – напряжение сжатия круга вследствие тепловой деформации покрытия (сжатия при остывании), E – модуль упругости материала связки круга. Учитывая, что частицы материала покрытия в момент контакта с напыляемой поверхностью находятся в расплавленном состоянии примем $T_1 = T_n$ (температура плавления материала покрытия). После формирования слоя пятно покрытия быстро остывает до комнатной температуры $T_{ком}$, поэтому запишем $T_2 = T_{ком} \approx 20^{o}C$.

Аналогично для длины неразрезанной части круга можно записать

$$L' = L\left(1 - \frac{\sigma}{E}\right). \tag{5}$$

С учетом выражений (3, 4) можно записать

$$R' = R\left(1 - \frac{\sigma}{E}\right). \tag{6}$$

Подставляя (5) и (6) в (1) получим

$$x' = 2\pi R\left(1 - \frac{\sigma}{E}\right) - L\left(1 - \frac{\sigma}{E}\right) = x\left(1 - \frac{\sigma}{E}\right). \tag{7}$$

Выразим из (7) напряжение

$$\sigma = E\left(1 - \frac{x'}{x}\right). \quad (8)$$

Экспериментальную оценку напряжений, наводимых детонационным напылением, выполняли на образцах абразивного круга 100КС315. Для этого на боковую сторону образцов наклеивали алюминиевую пластину с проведенной вдоль пластины (в средней части) царапиной. Разрезали образцы ножовочным полотном шириной ~1 мм. Измеряли фактическую ширину прорези (начальный зазор) с точностью 1 мкм. Затем напыляли на боковые поверхности образцов корундовое покрытие толщиной 100, 200 и 300 мкм (вид образцов с покрытием показан на рис. 3). После чего вновь определяли ширину прорези (конечный зазор). Принимая, что модуль упругости материала связки равен $E \approx 10^4$МПа, рассчитали напряжения по формуле (8) и усредняли результат.

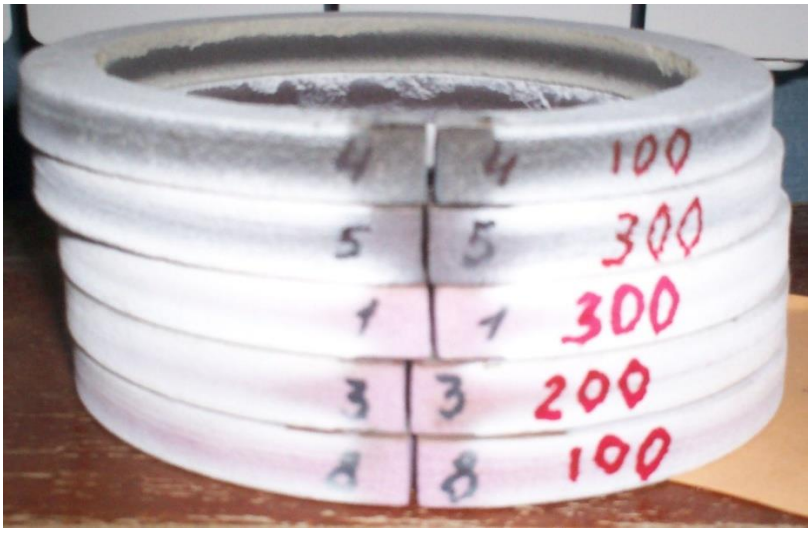


Рис. 3. Общий вид образцов шлифовальных кругов после напыления

Полученные результаты показали, что за счет напыления корундового покрытия можно создавать в шлифовальном круге остаточные напряжения сжатия, доходящие до 100 МПа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ненашев М.В., Ибатуллин И.Д., Журавлев А.Н., Дьяконов А.Р. Математическая модель оптимизации напряженно-деформированного состояния в шлифовальных кругах на основе детонационных процессов напыления [Текст]/ В сб.: Математическая физика и ее приложения. Матер. Третьей международной конференции/ под ред. чл.-корр. РАН И.В. Воловича и д.ф.-м.н. В.П. Радченко.-Самара: СамГТУ, 2012.-с.213-214.

2. Ненашев М.В., Деморецкий Д.А., Ганигин С.Ю., Журавлев А.Н., Ибатуллин И.Д., Гришин Р.Г., Дьяконов А.С., Воронин В.Н. Детонационные технологии балансировки и упрочнения абразивных кругов [Текст]/ Известия Самарского научного центра Российской академии наук, - Самара: Изд-во СНЦ РАН. Т14. №1 (2), 2012.-с.409-412.

3. Ненашев М.В., Ганигин С.Ю., Журавлев А.Н., Усачев В.В., Карякин Д.Ю., Дьяконов А.С., Паклев В.Р., Рахимова А.В. Применение детонационных покрытий в технологии машиностроения [Текст]/ Известия Самарского научного центра РАН, - Самара: СНЦ РАН. Т.13. №4 (3) - 2011. – С.830-834.

РЕАЛИЗАЦИЯ «ЭФФЕКТА ЮТКИНА» В ЭГЭ-ПЕРФОРАТОРЕ

IMPLEMENTATION OF «YUTKIN EFFECT»
IN EHE-THE PERFORATOR

Н.С. Медвинская – студ., **А.А. Бекаев** – доц., к.т.н.
Р.А. Матюхов – студ.
Университет машиностроения

Abstract. On the basis of «Yutkin effect», also known as the electrohydraulic effect the design of electro-jackhammer (EHE punch) performance of professional drills leading international firms and devoid of shortcomings inherent to such devices (high noise level, vibration, inability to adjust the strength and frequency of blows and others). Operability EHE the punch was experimentally tested in the laboratory model and removed performance. This unit can find wide application in many areas, particularly where there are strict requirements in terms of noise, ecology and safety of work.

Механические явления, сопровождающие импульсный разряд в жидкости, известны около 200 лет, но лишь в последние годы работы в этой области были развернуты более широким фронтом и направлены на практическое использование импульсных давлений, возникающих в момент разряда в жидкости.

Одними из первых исследователей импульсного разряда в жидкостях являются естествоиспытатели Т. Лейн [8] и Дж. Пристли [9] (18 век), исследователи Т. Сведберг [10] и Ф. Фрюнгель [7]. (20 век) установившие, что электрический пробой жидкостей, так же как и воздуха (молния), носит характер искры, воспринимаемой в виде отшнурованного узко- и ярко светящегося канала [1…4].

Первооткрывателем механизма импульсного разряда в жидкости по праву считается советский ученый Лев Александрович Юткин, который впервые сформулировал и обозначил новый способ трансформации электроэнергии в механическую, как электрогидравлический эффект (ЭГЭ). Сущность этого эффекта состоит в том, что при прохождении электроразряда высокого напряжения через жидкость в открытом или закрытом сосуде, некоторый объем этой жидкости, находящийся в межэлектродном пространстве, мгновенно вскипает, в результате чего в сосуде образуется газожидкостная смесь [5, 6].

В результате расширения образовавшегося газа в сосуде возникают высокие и сверхвысокие гидравлические давления, способные совершать полезную механическую работу (при закрытом сосуде с подвижным поршнем).

Высокий КПД ЭГЭ, а также уникальные возможности электрогидравлического воздействия являются основой для широкого применения ЭГЭ в таких в промышленных отраслях, как

- машиностроительная;
- металлургическая;
- горно-геологоразведочная;
- нефтяная и газовая;
- строительная;
- химическая.

Особо следует отметить экологичность данного метода, так как способ воздействия ЭГЭ не привнесет никаких дополнительных источников загрязнения окружающей среды в планируемые технологии.

Среди разнообразия вышеперечисленных областей применения ЭГЭ, при стремительном развитии строительной индустрии настоящего времени, наиболее актуальными являются методы использования данного эффекта при создании более простых, легких и бесшумных и компактных установок для долбления и дробления

твердой породы.

В соответствии с этим, была поставлена цель – разработать конструкцию электрогидравлического отбойного молотка, работающего на эффекте Л.А. Юткина, по сути электрогидравлического перфоратора (ЭГЭ-перфоратор), способного эффективно работать в заданных условиях и режимах от электрических сигналов с использованием электрогидроимпульсных преобразований и обеспечивающего регулируемую ударную силу при изменении напряжения разряда между электродами.

Анализ конструкций существующих аналогов показал, что основными недостатками устройств, работающих на ЭГЭ являются: недостаточная надежность, обусловленная высокой сложностью конструкции и относительно низкий КПД.

Для устранения указанных недостатков и достижению поставленной цели настоящей работы была разработана более простая, легкая и надежная установка ЭГЭ-перфоратора с регулировкой частоты и силы удара, а также создан ее макет – лабораторный образец для проведения исследований ее рабочих характеристик.

Разработанный ЭГЭ-перфоратор имеет рабочую камеру ***1***, заполненную водой с присадками (или иную жидкую токопроводящую смесь), обеспечивающими ее не замерзание при отрицательных температурах и уменьшающих трение между слоями жидкости (минимальную вязкость). В рабочей камере установлены два электрода ***2*** и ***3*** с фторопластовой или аналогичной изоляцией, на которые подают постоянное напряжение с пульта управления ***4***, где входное напряжение (от сети, аккумулятора или генератора) преобразуется до требуемых величин и может регулироваться, а также установлен датчик давления ***5***, указывающий о необходимости дополнительной подпитки ее жидкостью через обратный гидроклапан ***6.***

При подаче с пульта управления ***4*** напряжения разряда между электродами возникает электрическая дуга и мгновенное испарение (кипение) жидкости.

Возникающая ударная волна парожидкостной смеси давит на поршень ***8*** со штоком ***9***, который перемещаясь, преодолевает усилие пружины ***10***, обеспечивая рабочее действие сменным ударным наконечником ***11.***

После совершения ударного действия, происходит процесс конденсации (релаксации) воздушных пузырьков, создается вакуум в рабочей камере ***1*** и при растяжении пружины ***10*** поршень ***8*** смещается в верхнее положение.

Далее процесс повторяется. Величину усилия и частоту удара можно регулировать напряжением, подаваемым на вход электродов от пульта управления ***4.***

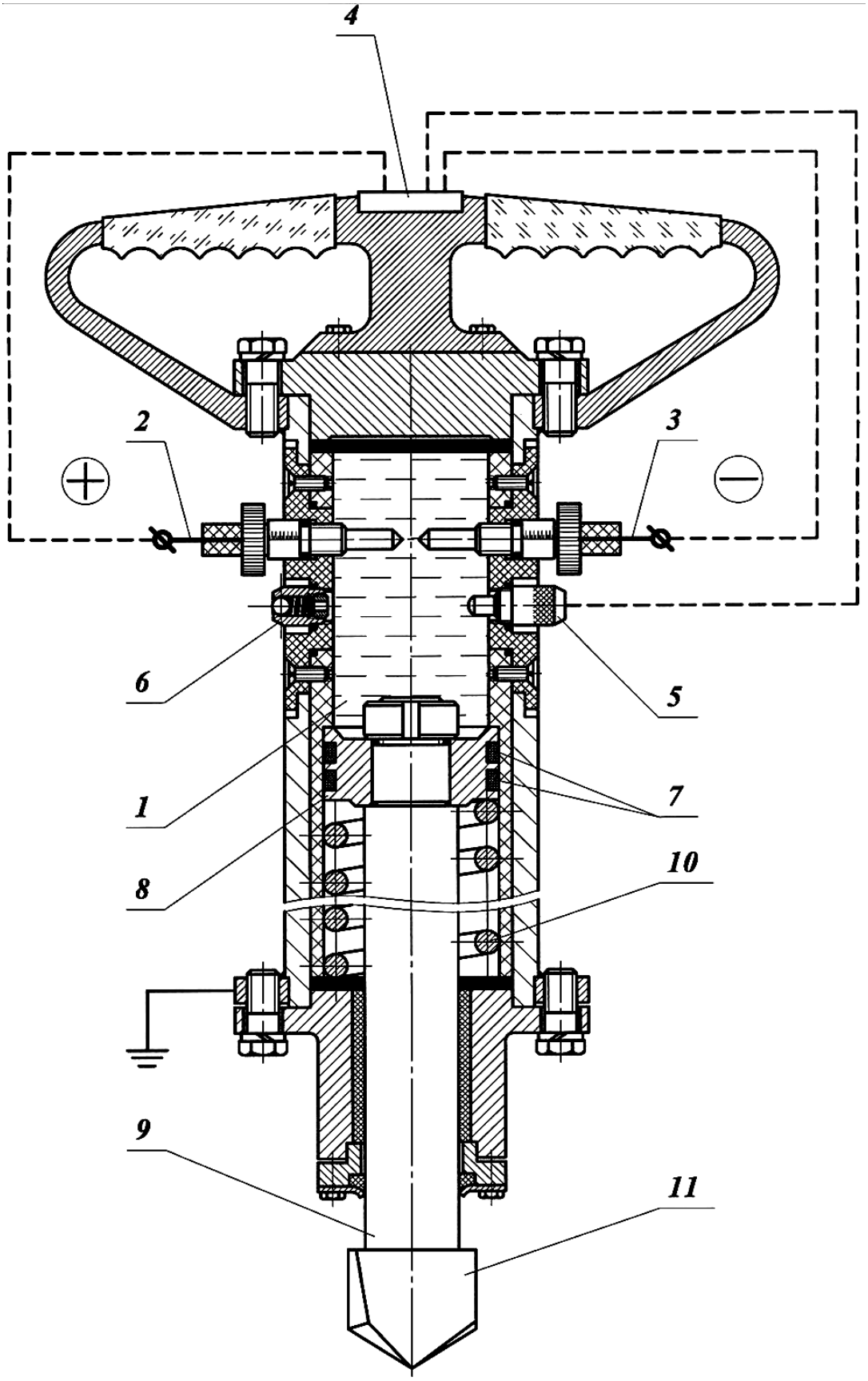


Рис. 1. Конструктивно-принципиальная схема ЭГЭ-перфоратора:
***1** – рабочая камера; **2** и **3** – электроды; **4** – пульт управления; **5** – датчик давления;*
***6** – обратный гидроклапан; **7** – уплотнительные кольца; **8** – поршень;*
***9** – шток; **10** – пружина; **11** – сменный ударный наконечник*

Рис.2. Лабораторный образец (макет) ЭГЭ-перфоратора.

Полученные результаты экспериментальных исследований, проведенные на лабораторном образце (макете) ЭГЭ-перфоратора показали, что давление жидкости в канале разряда и КПД ЭГЭ-перфоратора зависит от емкости конденсатора и индуктивности цепи разряда, электронного блока пульта управления. Было установлено, что при одном и том же напряжении пробоя между электродами (40000 вольт) на изменение силы и частоты удара в большей степени влияет изменение индуктивности катушки, нежели изменение ёмкости конденсатора.

Для увеличения давления жидкости в канале разряда следует уменьшать значение индуктивности с сохранением постоянной величины электроемкости. В результате проведенных исследований (на лабораторном образце) было установлено, что для увеличения КПД спроектированного ЭГЭ-перфоратора необходимо подбирать такую жидкость с соответствующими характеристиками, у которой коэффициент вязкости был бы наименьшим. Такими характеристиками обладают, например полиметилсилоксан (кремнийорганическая жидкость) и силиконовая жидкость.

Полученные результаты проведенных исследований позволяют сделать результирующий вывод о достижении поставленной цели настоящей работы, а именно, была разработана оригинальная конструкция и экспериментально проверены рабочие характеристики (на лабораторном образце) электрогидравлического отбойного молотка (ЭГЭ-перфоратора).

В заключении, обобщая вышеизложенное можно сказать, что разработанный электрогидравлический отбойный молоток (ЭГЭ-перфоратор) обладает следующими достоинствами:

- возможность регулировки (с пульта управления) силы и частоты ударов;
- защита людей и операторов от повышенной шумности, свойственных пневмати ческим и бензиновым отбойным молоткам;
- способность работать как от электрической сети, так и при создании электриче ского тока аккумулятором или генератором (приводимым в движение от ДВС);
- простота в эксплуатации и обслуживании (за счет простой конструкции, что снижает стоимость применения);

- экологическая чистота (потребляет только электрическую энергию).

ЛИТЕРАТУРА

1. Базелян Э.М., Райзер Ю.П. *Искровой разряд.* М.: МФТИ, 1997, 320 с.
2. Вальтер А.Ф., Инге Л.Д. *Электричество.* 1930, 83 с.
3. Драбкина С.И. *О канале искрового разряда* // ЖЭТФ, 1951, Т. 21, с. 473-483.
4. Зингерман А.С. *Теория и механизм пробоя газа* // Успехи физических наук, 1941, Т. 25,
5. Юткин Л.А. *Электрогидравлический эффект.* М.; Л.: Машгиз, 1955, 52 с.
6. А. с. 105011 (СССР). Способ получения высоких и сверхвысоких давлений / Л.А. Юткин, Л.И. Гольцова. – Заявл. 15.04.50, №416898; Опубл. в Б. И., 1957, №1.
7. Frungel F. *Zum mechanishen Wirkungsgrad von Flussigkeitsfunken*, Optic, Hamburg, Band 3, 1948, №1/2, s. 124-127.
8. Lane T. *Description of an electrometer invented by mr. Lane with an account of some experiments made by him with it*, Pilosophical Transactions, London, vol LVII, 1767, p. 451-460.
9. Priestly J. *Experiments on the Lateral force of electrical explosions*, Pilosophical Transactions, London, vol LIX, 1769, p. 57-62.
10. Svedberg T. *Berichte*, Pilosophical Transactions, London, vol LXX, 1905, p. 38.

МУЛЬТИАГЕНТНАЯ АРХИТЕКТУРА СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ

MULTIAGENT ARCHITECTURE OF CONTROL SYSTEMS IN ENGINEERING

А.А.Минаев – асп.
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования
Самарский государственный технический университет

Abstract. The report shows an embodiment of the control system architecture for the technical device that uses multi-agent technologies. The principle of interaction between structural components in the multi-agent control systems was described.

Как правило, современное техническое устройство представляет собой совокупность сложных гетерогенных подсистем. Для реализации функционального назначения устройства необходимым является разработка системы управления, обеспечивающая взаимодействие подсистем между собой. Задача разработки системы управления машин, обладающих большим количеством подсистем, а также имеющих обширную иерархическую структуру является сложной задачей. Поставленная задача усложняется вследствие введения требований к отказоустойчивости и отказобезопасности объекта управления. Таким образом, для проектирования системы управления сложных технических устройств предлагается использовать мультиагентную архитектуру взаимодействия ее подсистем.

Мульгиагентная архитектура заключается в отсутствии централизованного управления в системе, которая представлена в виде максимально независимых друг от друга агентов. Агенты обмениваются информационными сообщениями при помощи оверлейной одноранговой сети, обеспечивающей передачу информации по соединениям типа «каждый-с-каждым». Обмениваясь информацией, агенты действуют по определенным регламентированным правилам, что позволяет реализовать систему управления всей системой. Таким образом, система управления, реализованная с применением мультиагентного подхода к проектированию обладает следующими важными качествами:

- отсутствие централизованного управления системой;
- отсутствие сложных алгоритмов управления системой;
- повышенная отказоустойчивость системы, так как отказ за отказом агента не следует отказа системы.

Необходимо отметить, что на нижних уровнях функциональной декомпозиции технического устройства организация управления подсистем с помощью мультигентного подхода может оказаться неэффективной в следствие сильных зависимостей, возникающих между этими подсистемами, а также относительной простоты алгоритма управления. Примером таких подсистем может послужить подсистема регулирования с обратной связью, в которой компоненты подсистемы (датчики, измеритель, компаратор) жестко связаны друг с другом, а алгоритм взаимодействия этих компонентов достаточно прост. Исходя из этого предлагается схема построения системы управления техническим устройством с использованием мультиагентного подхода, представленная на рисунке 1.

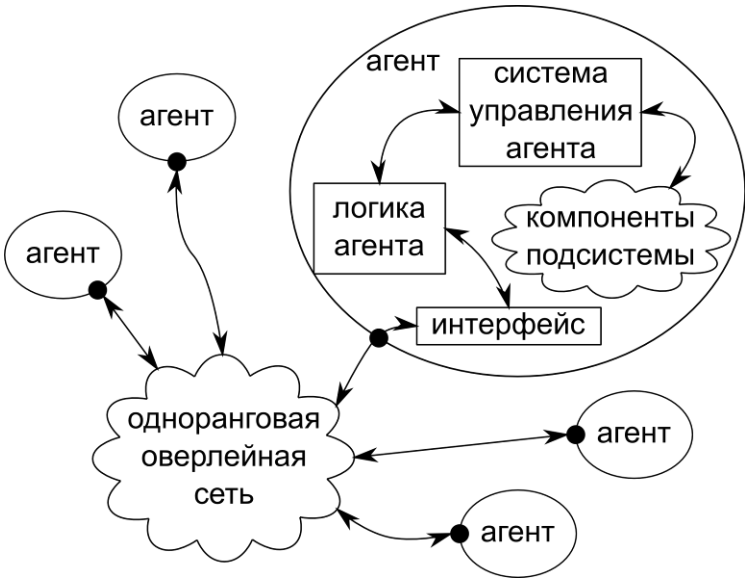


Рис.1. Схема построения системы управления техническим устройством с использованием мультиагентного подхода

Одноранговая оверлейная сеть — средство организации взаимодействия агентов между собой по принципу «каждый-с-каждым».

Логика агента — алгоритм и условные характеристики взаимодействия агентов между собой. Логика агента отвечает за принятие решений и выработку управляющих воздействий на систему управления агента.

Система управления агента — совокупность программных и аппаратных средств, организующих совместную работу компонентов подсистемы агента с целью обеспечения ее функционала.

Для использования мультиагентного подхода в проектировании систем управления техническими устройствами необходимо определить сущность агента. Исходя из принципа отказоустойчивости, агент должен представлять собой наиболее обособленный узел технической системы, который предоставляет системе определенную функциональную возможность. Кроме того, агент должен предоставлять открытый интерфейс доступа к реализуемой им функциональной возможности для других агентов системы управления. Выделение агентов из сложного технического устройства является важным этапом реализации мультиагентного подхода, так как результат этого этапа непосредственно влияет на качественные характеристики системы управления. Для выделения агентов из технического устройства предлагается использовать следующие принципы:

— принцип обособленности — выделенная подсистема должна в наименьшей степени зависеть от других подсистем устройства;

— принцип универсальности — выделенная система должна предоставлять определенный набор сервисов, независимо от конкретных пользователей этих сервисов;

— принцип объединения — включение исключительно взаимозависимых подсистем в архитектуру одного агента.

Использование описанных принципов выделения агентов из архитектуры технического устройства позволит повысить эффективность работы системы управления, основанной на мультиагентной архитектуре.

Система управления агента предлагается реализовать с использованием централизованной архитектуры. Данное решение призвано инкапсулировать жесткие зависимости системы управления, а также увеличить ее структурную гибкость. Система управления агента реализует его сервисную составляющую, которая в конечном итоге предоставляется агентом во внешнюю среду. Работу системы управления агента

регулирует логика агента.

Синтез мультиагентной системы управления заключается в определении логики агента. Логика агента во многом определяется механизмом самоорганизации агентной системы. Механизм самоорганизации представляет собой наиболее общий принцип взаимодействия агентов между собой. Он регламентирует значение информационных сообщений и потоков и механизмы использования полученной информации. Механизмы самоорганизации по принципу передачи информации между агентами делятся на [1]:

— механизмы, основанные на прямом взаимодействии агентов;

— механизмы, основанные на косвенном взаимодействии агентов (взаимодействие через среду).

Выбор механизма самоорганизации системы управления, основанной на мультиагентной архитектуре, во многом определяется спецификой задачи, которая поставлена перед этой системой управления. Существуют следующие принципы механизма самоорганизации агентов [1]:

— обучение с подкреплением (система штрафов и бонусов);

— кооперация;

— градиентные поля;

— рыночная модель самоорганизации и др.

В результате построения системы управления техническим средством с использованием мультиагентной архитектуры руководствуясь описанными выше принципами становится возможным сочетание полезных эмерджентных свойств, за счет использования мультиагентного подхода и централизованного подхода на уровне подсистем управления агентов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Городецкий В.И. Самоорганизация и многоагентные системы. I. Модели многоагентной самоорганизации. Известия РАН. Теория и системы управления, 2012, № 2. – с. 92 – 120

2. Городецкий В.И. Самоорганизация и многоагентные системы. II. Приложения и технология разработки. Известия РАН. Теория и системы управления, 2012, № 3. – с. 55 – 75

РАЗВИТИЕ МОДУЛЬНОГО ПРИНЦИПА ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ НЕСУЩИХ СИСТЕМ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ НЕГАБАРИТНЫХ ТЯЖЕЛОВЕСНЫХ ГРУЗОВ

MODULAR CONCEPT EXTENSION IN HEAVY OVERSIZED CARGO TRANSPORTAION UNITS BEARING SYSTEMS DESIGNING

П.П. Мишин[1] – инж., **Н.Л. Осипов**[2] – к.т.н., проф.
И.С. Чабунин[2] – к.т.н., доц.
[1]Филиал ФГУП "ЦЭНКИ" – НИИ СК им. В.П. Бармина
[2]Университет машиностроения (МАМИ)

Abstract. Existing heavy oversized cargo transportation units modernization method and modular concept introduction possibility of designing cycle are considered in this paper. In both cases global and local strength analysis's were carried out on different working conditions with a glance of multilevel mathematical modeling.

Непрерывное развитие техники при решении народохозяйственных и оборонных задач требует своевременного реагирования на проблемы, возникающие на всех этапах производственного цикла и, в частности, на стадии транспортировки. Одним из решаемых в этой сфере вопросов является сокращение стоимости и времени транспортирования при обеспечении сохранности перевозимой техники и оборудования. Поэтому естественной необходимостью является уменьшение издержек на доставку грузов. Этого можно добиться за счет исключения длительного и трудозатратного процесса сборки и монтажа непосредственно на месте назначения раздельно перевезенных элементов оборудования. Так широкое распространение получила практика изготовления неразборных массивных конструкций или их монтаж прямо на предприятии-изготовителе с последующей транспортировкой в собранном виде в пункт назначения. Это позволяет уменьшить сроки монтажа и пуско-наладочных работ на территории заказчика. В качестве таких грузов могут выступать опоры ЛЭП, котельное оборудование, тяжелая строительная техника, секции судов и т.д. Во всех случаях грузоперевозки осуществляются специальными транспортными средствами, [1, 2].

В случае перевозки негабаритных тяжеловесных грузов, для которых особенно важны сохранность и безопасность, специальные транспортные средства проектируются под конкретный тип изделия и заданные условия транспортирования. При этом несущие конструкции таких агрегатов зачастую проектируются для перестраховки с избыточным запасом прочности за счет применения силовых элементов массивных профилей. В результате создаются изначально перетяжеленные средства доставки. Поэтому принцип с индивидуальным подходом к проектированию специальных транспортных средств весьма дорог и нерационален.

В современных условиях целесообразнее модифицировать под широкий круг перевозимых изделий и дорожных условий ранее спроектированные и изготовленные для испытаний транспортные средства узкого назначения, либо разрабатывать универсальные средства доставки. В первом случае усовершенствования можно добиться прежде всего за счет снижения массы самого транспортного средства. При этом необходимо отказаться от первоначально заложенных избытков прочности. Также следует учитывать тот факт, что измененные дорожные условия по сравнению, например, с полосой специального назначения приводят к повышенным динамическим воздействиям, [3], в результате которых конструкция, не обладающая достаточными прочностными показателями, будет разрушена. Создание универсального агрегата для негабаритных грузоперевозок следует вести с учетом мировых тенденций в практике разработок таких транспортировочных систем. Одной из реализуемых концепций является применение модульного принципа в качестве компоновочного решения.

Элементом, на который непосредственно укладывается перевозимый груз, зачастую служит рама транспортировочного агрегата. Она может быть выполнена по различным конструкционным схемам, в качестве которых могут выступать пространственные или плоские балочные конструкции. В подобных системах балки располагаются таким образом, чтобы обеспечить максимальные жесткостные и прочностные показатели и, тем самым, гарантировать соблюдение условий транспортировки, [2]. Помимо этого достигается значительная экономия материалов, что, однако, не отражается на эксплуатационных требованиях, предъявляемых к таким конструкциям.

В качестве примера модифицирования пространственной несущей балочной системы транспортировочного агрегата в работе рассматривается транспортный комплекс прицепного типа, предназначенный для перевозки длинномерного (25 м) груза массой 10.5 т. (рис.1). Это усовершенствование предполагается осуществить путем варьирования и определения в конечном итоге таких жесткостных параметров несущих элементов рамы, которые обеспечивали бы ощутимое снижение массы конструкции при вполне приемлемых показателях прочности, жесткости и долговечности. Для иллюстрации применения модульного принципа в качестве объекта исследования рассматривалась плоская рама агрегата, предназначенного для транспортировки ответственных грузов особо больших габаритов и массы (рис. 2). Внедрение модульного принципа реализовано за счет разбиения конструкции рамы на базовый и дополнительный модули, скрепляемые посредством разъемных соединений в продольном и поперечном направлениях.

В основе исследования лежит решение задачи прочностной надежности рам и разработка многоуровневых математических моделей этих конструкций, которые строятся по методу конечных элементов. В работе проводится сравнительный анализ прочностных и жесткостных показателей рам, полученных при статическом и динамическом нагружении с учетом упругих и пластических свойств материала. При этом в обоих случаях расчеты проводятся по аналогичной методике с той разницей, что для прицепного ТС исследуется прочность рамы как целостного объекта, а для самоходного ТС – как совокупности сочлененных друг с другом конструктивных элементов.

Расчетные схемы, лежащие в основе математических моделей прицепного и самоходного агрегатов ТС, представлены соответственно на рис. 3, 4.

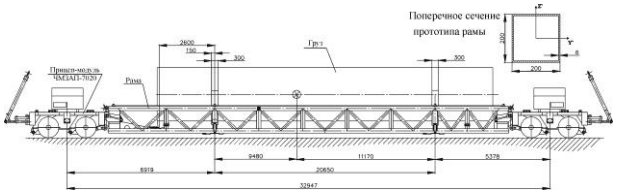


Рис.1 – Общий вид прицепного ТС

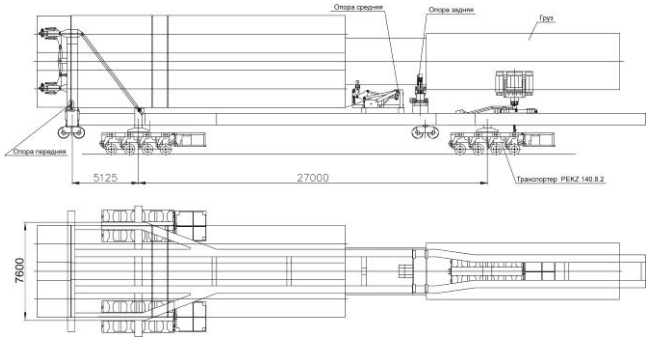


Рис.2 – Общий вид самоходного ТС

Прототип конструкции рамы прицепного агрегата (см. рис. 1) предназначен для транспортировки грузов по улучшенным дорогам с асфальтобетонным покрытием. Ввиду чувствительности перевозимого груза к транспортировочным нагрузкам, в конструкцию рамы агрегата без достаточных теоретических оснований заложен избыточный запас прочности за счет применения профилей с большой площадью поперечного сечения, что утяжеляет раму. Для того, чтобы расширить область применения агрегата, например, для перевозки грузов по дорогам общего назначения с большей скоростью, необходимо снизить динамические нагрузки, возникающие при движении. Этого можно добиться, например, за счет уменьшения массы рамы при сохранении ее несущей способности.

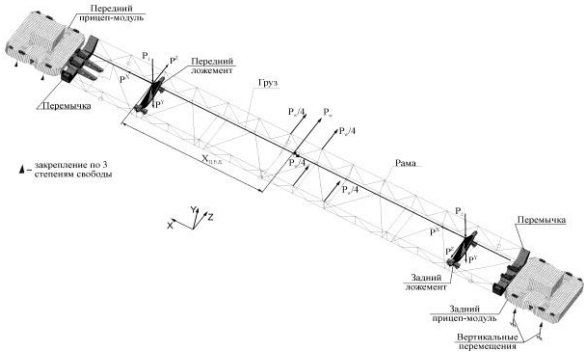


Рис.3 - Расчетная схема прицепного ТС

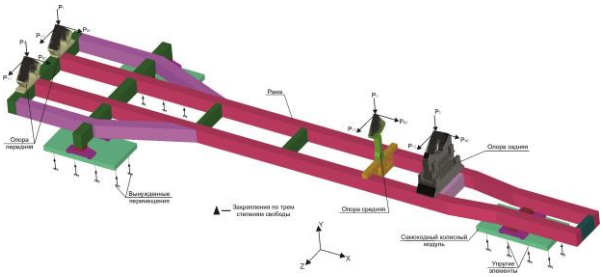


Рис.4 – Расчетная схема самоходного ТС

В качестве модификаций, допустимых по критериям прочности и жесткости, были предложены меры по уменьшению размеров профилей несущих элементов. Эти модификации позволили снизить массу рамы более чем в два раза.

В случае статического нагружения расчетным для конструкции несущих рам является вариант комбинации всей совокупности весовых и инерционных силовых факторов, а также нагрузок от ветрового воздействия и наезда на препятствие. Помимо этого исследовалось влияние способа приложения вынужденных перемещений к колесным опорам прицеп-модулей и транспортеров. Таким образом прорабатывалось максимально возможное количество вариантов переезда через препятствие движущегося агрегата, и определялся наиболее опасный нагрузочный режим.

По результатам статического расчета были выявлены места концентрации наибольших напряжений и деформаций для случая, при котором создается наиболее опасный режим нагружения. Таким случаем нагружения, что также указывается в литературе, [3], является вариант обоюдного кручения левой и правой частей агрегата. Кроме того по результатам расчета была проработана принципиальная возможность снижения веса рамы прицепного агрегата за счет внедрения указанных модификаций без существенных потерь прочности и жесткости. Для дальнейшего исследования рассматривалась модификация с максимально уменьшенной массой несущей рамы, как вариант, наиболее полно отвечающий требованиям экономичности при вполне приемлемых показателях прочности и жесткости. Полученные результаты по снижению металлоемкости учитывались при разработке конструкции рамы самоходного агрегата.

Далее в работе для выбранного расчетного случая проводится динамический расчет при наезде на препятствие в принятой модификации (рис. 5). Решение динамической задачи проводим при движении агрегата с максимально возможной скоростью. Тогда способ приложения перемещений к колесным опорам прицеп-модулей и транспортеров будет иметь импульсный характер.

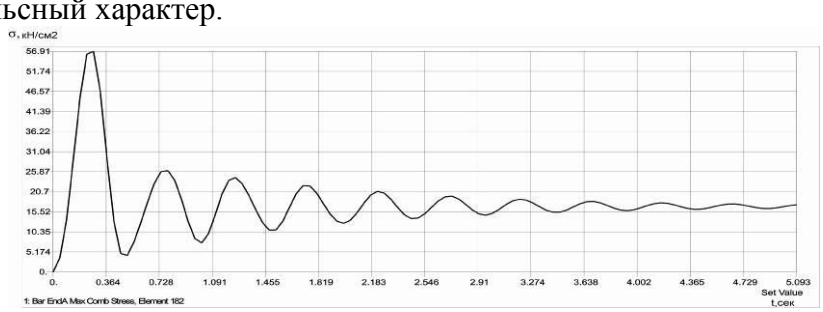


Рис.5 - График изменения напряжений по времени в наиболее нагруженном элементе для динамического расчета

Затем был проведен расчет модели ТС с несущей рамой в цикле “нагружение-разгрузка” с учетом пластических свойств материала. По результатам проведенного расчета было установлено, что концентрация напряжений в элементах конструкции рамы агрегата имеет локальный характер (рис. 6).

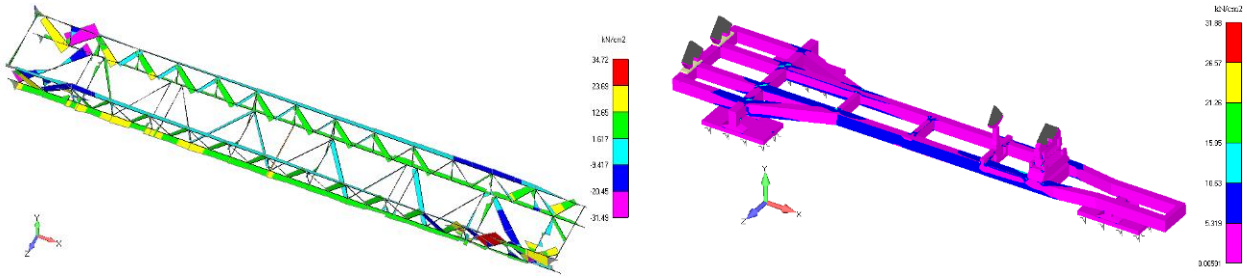


Рис. 6 – Эпюры остаточных напряжений в рамах ТС для упругопластического расчета

Поэтому для исследования влияния технологических операций сварки на прочность силового набора было принято решение применить многоуровневое математическое моделирование для исследования напряженно-деформированного состояния в области наибольших напряжений. Для этого были разработаны: математическая модель стыка продольного лонжерона и поперечной балки прицепного ТС (рис. 7) и модели углового (рис. 8) и Т-образного (рис. 9) стыков самоходного ТС. На этом этапе модели выполнены с использованием объемных конечных элементов.

Далее на модель стыка было наложено тепловое воздействие, имитирующее процесс сварки, и решена термопрочностная задача с последующим остыванием материала. Затем на полученное после охлаждения стыка поле остаточных напряжений были наложены результирующие напряжения, полученные для данной области при упруго-пластическом расчете конструкции рамы в целом. После этого модель подвергалась циклу прямого и обратного нагружения от приложенных напряжений (рис. 10, 11).

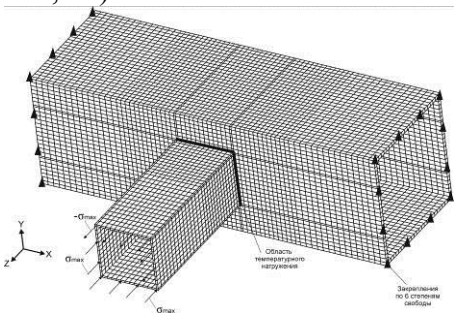


Рис. 7 – Расчетная схема модели стыка для прицепного ТС

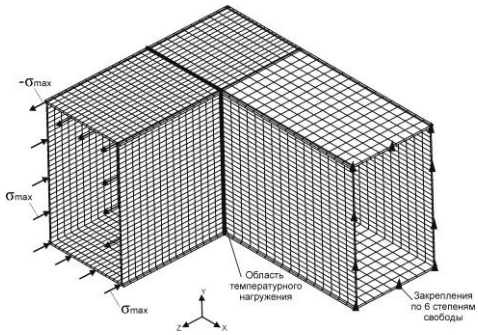


Рис. 8 – Расчетная схема модели углового стыка для самоходного ТС

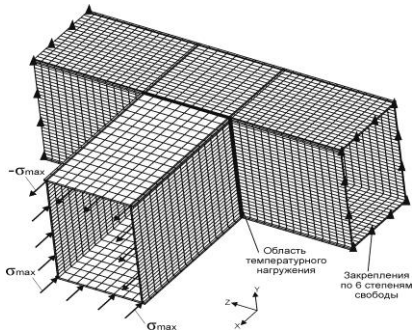


Рис. 9 – Расчетная схема модели Т-образного стыка для самоходного ТС

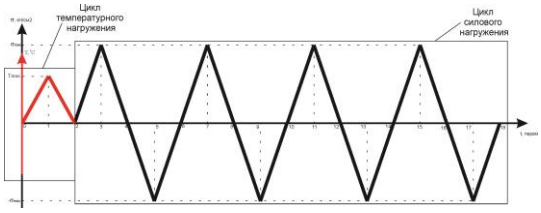


Рис. 10 – Характер циклического нагружения для образца

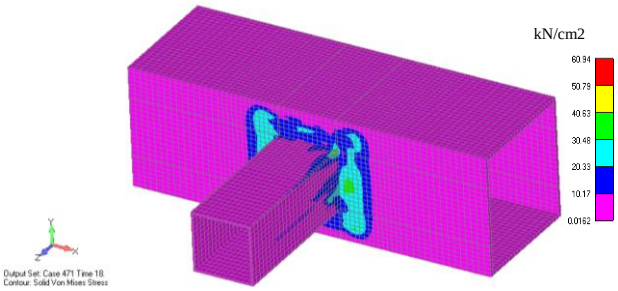


Рис. 11 – Эпюра остаточных эквивалентных напряжений в стыке после цикла силового воздействия с учетом остаточных температурных напряжений

На основании результатов расчета была построена графическая зависимость напряжений от деформаций (петли гистерезиса) наиболее нагруженной зоны балочного стыка на всем протяжении цикла нагрева и охлаждения с последующим силовым воздействием (рис. 12).

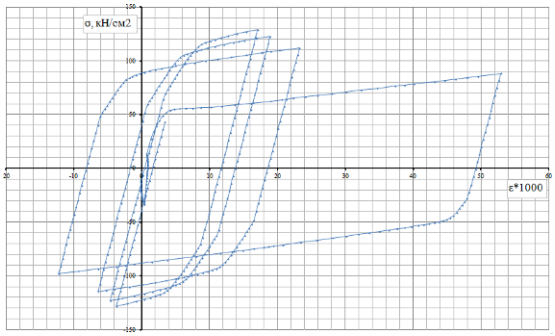


Рис. 12 - Диаграмма деформирования наиболее нагруженной зоны балочного стыка

В целом по работе можно сделать следующие выводы и заключения:

1. Выведенные из эксплуатации транспортные средства представляется возможным использовать в дальнейшем, не прибегая к радикальным модификациям, в самом широком диапазоне дорожных условий и перевозимых грузов, так как они, как правило, имеют завышенные запасы статической и динамической прочности. Обоснование этого обстоятельства должно быть проведено под строгим контролем расчетно-исследовательского аппарата механики деформируемого твердого тела.

2. Вновь проектируемые транспортные средства для тяжеловесных негабаритных грузов целесообразно разрабатывать с развитием силовой схемы по всем трем направлениям (по модульному принципу), но так же под контролем и широким применением аппарата механики деформируемого твердого тела. Такой подход, основанный на максимальном снижении запасов прочности обеспечивает тем не менее, как показывает данное исследование, вполне надежную и работоспособную несущую систему, обладающую к тому же неоспоримым преимуществом за счет уменьшенной собственной массы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. – М.: Машиностроение, 1989, 280 с., ил.
2. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкция. Теория. Расчет – М.: Изд-во МГТУ им Н.Э. Баумана, 2006, 728 с.: ил.
3. Проскуряков В.Б. Динамика и прочность рам и корпусов транспортных машин. - Л., Машиностроение, 1972, 232 с., ил.

НЕРАЗРУШАЮЩИЙ КОНТРОЛЬ СТАЛЬНЫХ ПОДКРАНОВЫХ БАЛОК ПО ДЕФОРМАЦИОННЫМ ТЕПЛОВЫМ ПОЛЯМ ПОВЕРХНОСТИ

NONDESTRUCTIVE TESTING OF STEEL CRANE GIRDERS OF DEFORMATION FOR THERMAL FIELDS OF SURFACE

А.Е.Мойсейчик[1] - магистр, инж., **Е.А.Мойсейчик**[2] - к.т.н., доц.
[1] ГОУ «Белорусский национальный технический университет»
[2]ГОУВПО «Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет (Сибстрин)»

Abstract. Experimental data of the computer thermography crane girders in a production environment. There are basic requirements for non-destructive testing of crane girders for passive method.

ВВЕДЕНИЕ

Для обнаружения дефекта в конструктивном элементе часто достаточно наблюдать за установившимся распределением температуры на поверхности тела. В иных случаях дефект можно нагреть или охладить, чтобы усилить внутренний теплообмен. Поэтому методы неразрушающего контроля с использованием инфракрасной (ИК) термографии разделяют на активные и пассивные[1,2].

Могут использоваться разнообразные приемы возбуждения теплового контраста между дефектными и бездефектными зонами элемента. Эти приемы можно разделить на внешние, при которых волна тепловой энергии поступает извне на поверхность, а затем распространяется через материал, пока не превратится в тепло в окрестности дефекта, и внутренние, в которых энергия в различной форме вводится в исследуемый элемент с целью стимулирования дефекта к возбуждению электромагнитных колебаний ИК диапазона[2]. В качестве внешних источников служат различные оптические устройства, (фотовспышки - для импульсного теплообразования и галогенные лампы - для периодического возбуждения тепла). Внутренние возбуждения могут достигаться активацией деформаций в теле, которые по различным механизмам «внутреннего трения» на дефектах возбуждают теплообразование (механические колебания различной частоты и амплитуды).

В подкрановых балках нагрев-охлаждение происходит вследствие превращения физико-химической энергии деформирования элементов балки, вызванной их механическим нагружением мостовым краном с грузом, в тепло. При наличии концентраторов напряжений в элементах балки или трещин в их окрестности при нагружении образуется деформационная теплота, нагревающая соответствующий участок поверхности конструктивного элемента. С применением ИК компьютерной термографии можно визуализировать аномалии теплового поля поверхности и выделить дефектные зоны в элементах подкрановых балок.

Целью настоящей работы является проверка указанных предположений на натурных конструкциях в производственных условиях и формулирование основных положений методики неразрушающего контроля элементов подкрановых балок с использованием ИК компьютерной термографии.

1.Термография подкрановых балок под нагрузкой

Пробная термография подкрановых балок выполнена в двух производственных зданиях с мостовыми кранами грузоподъемностью 20т: 1) в 24-хметровом пролете лабораторного корпуса Центра научных исследований строительных конструкций БНТУ и 2) 24-хметровом пролете цеха № 9 ЗСК ОАО «Минскжелезобетон».

Пример 1. Термография подкрановой балки лабораторного корпуса

Общий вид фрагмента мостового крана, подкрановой балки приведены на рис.1, а на рисунках 2,3 показаны характерные кадры термофильма этой же подкрановой балки, полученные с использованием компьютерного термографа ИРТИС-2000. Нагружение производилось собственным весом моста крана и тележки (без груза на крюке). Материал сечений балки при этом работает в упругой стадии. При упругой работе стали идет понижение температуры материала на несколько сотых градуса. При отъезде тележки от контрольной точки температура поверхности этой точки восстанавливается за счет более нагретых смежных областей. Поэтому при однократном проезде над контрольной точкой выявления области с пониженной температурой ожидать не целесообразно. Вызвать нагрев в зоне дефектов в этом случае представляется возможным только в результате неоднократного проезда по одному и тому же участку или за счет повышения нагрузки на балку до величины, соответствующей появлению пластических деформаций в зонах конструктивно-технологических дефектов или трещин в балке. Характерный кадр термофильма (рис.2) в силу отмеченных выше причин позволяет частично визуализировать участки изменения температуры в нижнем поясе подкрановой балки, в которых наиболее вероятно возникновение дефектов. На этом рисунке (рис.2А) цветом выделены линии на поверхности, вдоль которых тем же цветом графически на рис.2Б показано изменение температуры поверхности. Так, линия, проходящая через точку «27,09», показывает, что температура сжатой и растянутой частей балки отличается в среднем на $0{,}4^{o}$C. Из этого же графика видно, что с обоих сторон сварного шва, соединяющего стенку с нижним поясом, имеются понижения температуры примерно на $0{,}3^{o}$C, а наплавленный металл сварного шва примерно на $0{,}5^{o}$C превышает температуру металла в зоне термического влияния сварки. Линия, проходящая через точку «26,82», подтверждает, что по всей зоне термического влияния (вдоль балки) проявляется понижение температуры. Весьма информативные сведения черпаются из графика, соответствующего линии, проходящей через точку «26,82». Из этого графика следует, что в металле сварного шва выделяется тепло, т.е. сварной шов растянут напряжениями порядка предела текучести. Естественно, что и высока вероятность зарождения трещин в металле сварного шва при увеличении нагрузки на крюке крана и расположении тележки у исследуемой балки.

Пример 2. Фрагменты термофильма подкрановой балки цеха № 9 ЗСК ОАО «Минскжелезобетон» показаны на рис.4.

Рис.1. Общий вид подкрановой балки

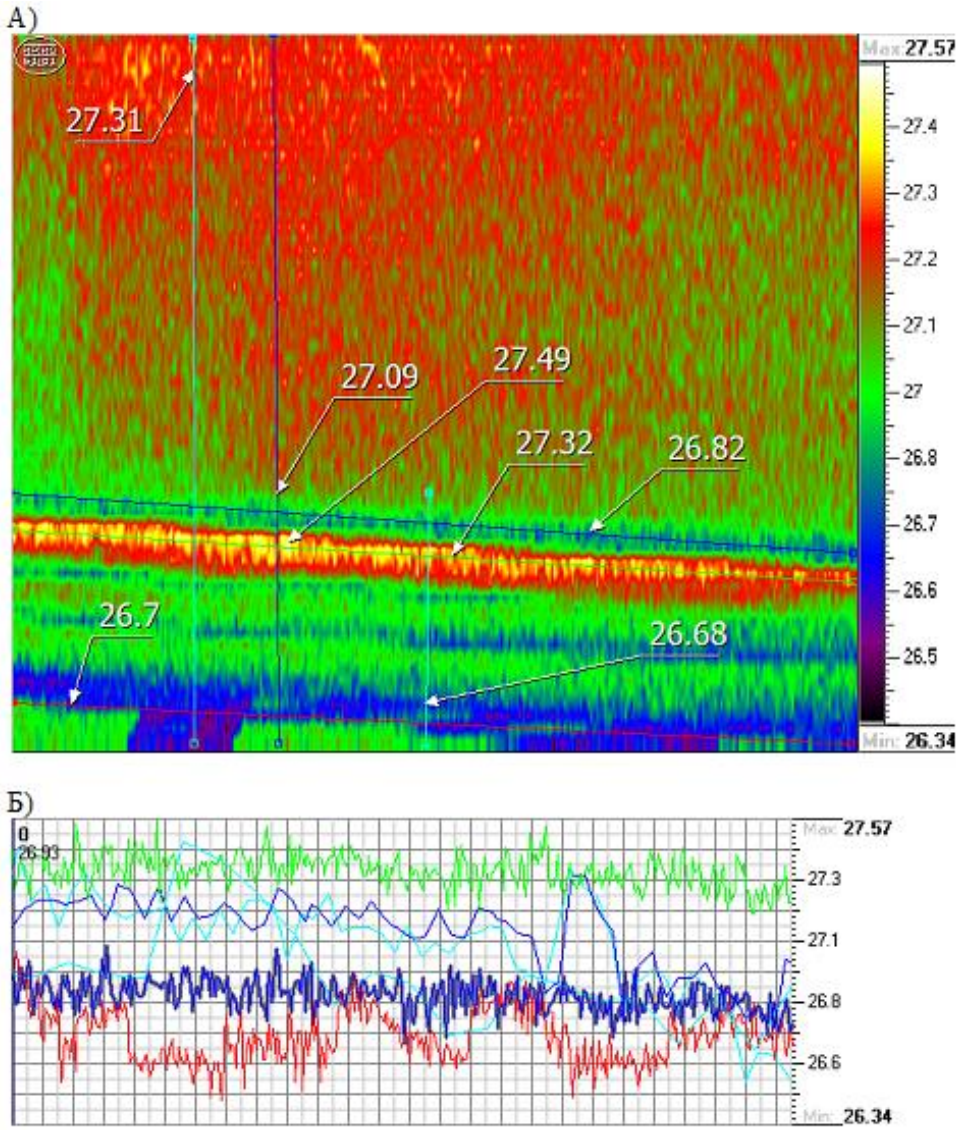


Рис.2. Кадр термофильма нижнего пояса и участка стенки подкрановой балки лабораторного корпуса (А); графики распределения температур (Б) вдоль одноцветных линий рисунка (А) и температура в отдельных точках поверхности (цифры на рисунке А)

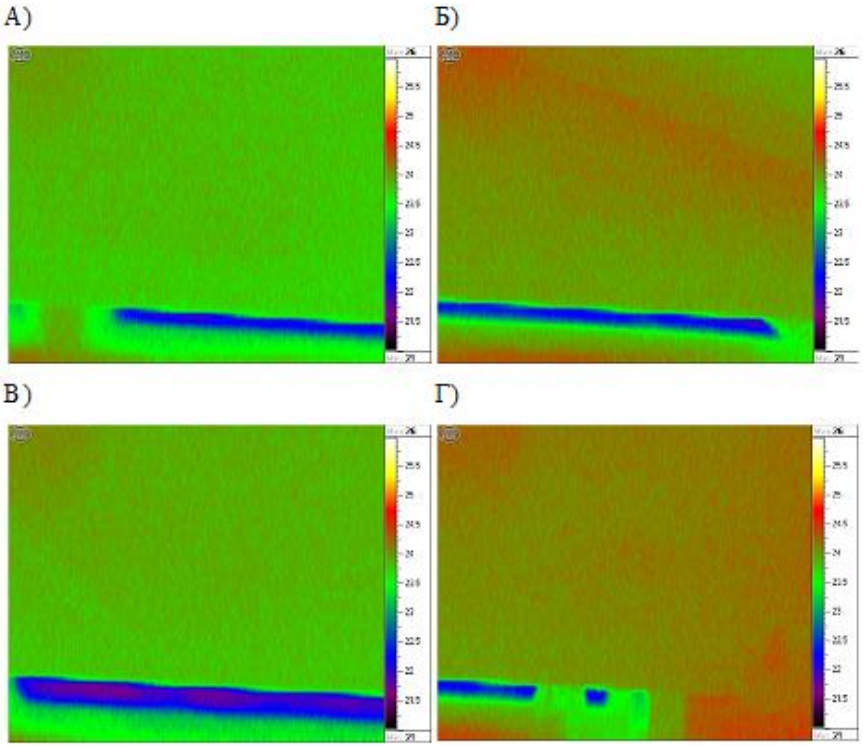


Рис.3. Кадры термофильма нижнего пояса и участка стенки подкрановой балки лабораторного корпуса: а)участок 1 в начале движения; б)участок 1 при повторном проезде через 2 сек; в)участок 2 в начале движения; б)участок 2 при повторном проезде через 8 сек

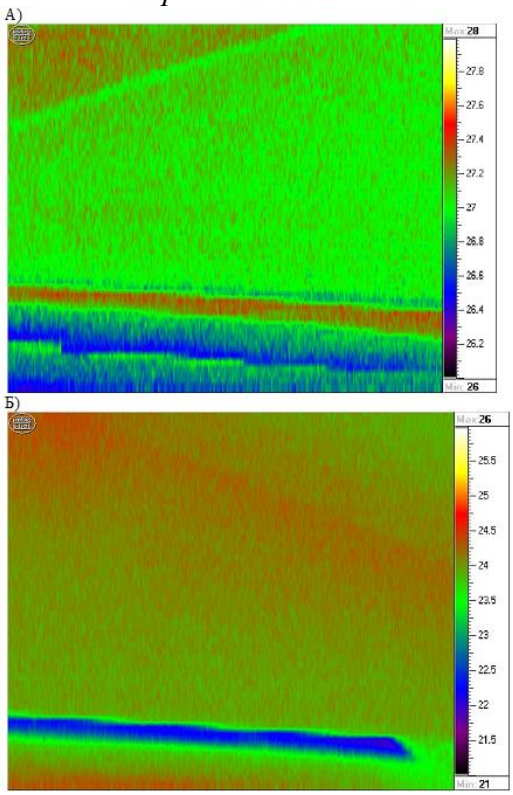


Рис.4. Кадры термофильма нижнего пояса и участка стенки подкрановой балки цеха № 9 ЗСК ОАО «Минскжелезобетон»: а) участок в начале движения (над линией изготовления плит перекрытия, имеются технологические тепловыделения); б) участок при повторном проезде через 8 сек

ВЫВОДЫ

1.Конструктивно-технологические дефекты в элементах подкрановых конструкций приводят к локализации деформаций в зоне дефектов, особенно в при упруго-пластической и пластической работе стали, средняя температура поверхности стали при деформировании может повышаться на величины уверенно фиксируемыми компьютерными термографами.

2.Анализ температурного поля поверхности элементов балки и сварного шва позволяет выделить зоны термического влияния сварки, убедиться в наличии остаточных напряжений в этих зонах, визуализировать распределение пластических деформаций в сварном шве.

3.С использованием деформационного тепла, инициированного полями механических деформаций в элементах подкрановых балок, возникающими при передвижении мостового крана, можно с использованием компьютерной термографии визуализировать дефектные зоны, особенно при развитии в них пластических деформаций. При этом термограф должен передвигаться вместе с краном, а нагрев контрольных зон балки производить неоднократным проездом колеса крана над исследуемым участком.

ЛИТЕРАТУРА

1.ГОСТ 23483-79. Контроль неразрушающий. Методы теплового вида. Общие требования.
2.Неразрушающий контроль: Справочник:в 8т./Под общ. ред. В.В.Клюева. Т.5: В 2кн. Кн.1: Тепловой контроль/В.П.Вавилов.-М.: Машиностроение, 2004.-679с.

ФОРМИРОВАНИЕ НАНОСТРУКТУР ИМПУЛЬСНЫМ ЛАЗЕРНЫМ НАПЫЛЕНИЕМ

FORMATION OF NANOSTRUCTURES BY PULSED LASER DEPOSITION

О.В.Наумов – м.н.с., **Г.В.Москвитин** – д.т.н., проф., зав.лаб.,
В.Е.Архипов – к.т.н., доц., **А.Н.Поляков** - к.т.н., в.н.с.

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

Abstract. Showing the actual materials that reflect the state and development of the overseas application of nanotechnology and nanomaterials using the energy of pulsed laser radiation. Shown the possibility to obtain stable materials with unique properties, including semiconductor materials with controlled composition. The opportunity of reception of the heredity structure of multilayered and multi-component systems. Investigated technological aspects of the use of final materials. Received the basic regularities of the process of application of nano-and nanostructures of the influence parameters of laser radiation, as well as pressure and gas composition of the atmosphere. Examples of the industrial equipment, manufactured for the implementation of the processes of nanostructures and nano laser pulse plating.

Модификация поверхности металлов с использованием различных методов воздействия является наиболее перспективным направлением повышения служебных характеристик деталей машин. Формирование структур с контролируемым разрешением на уровне атомов может быть проведено с использованием различных методов, при которых за счёт введения в тело энергии происходит диссоциация атомов с последующей эмиссией ионов – атомов материала (вещества) и направленным массопереносом на мишень, осуществляемым, например, за счёт наложения электромагнитного поля (ионно - плазменное вакуумное напыление). Переход материала изделия на более высокий энергетический уровень с формированием плазмы может быть проведен за счёт создания на поверхности теплового источника, например, при воздействии мощным импульсом излучения лазера. Возможность лазерного излучения удалять («выбивать») многокомпонентные материалы из поверхностных слоев и способствовать их нанесению на подложку (деталь) с образованием стехиометрических моно- и многослойных покрытий с особыми свойствами используется в настоящее время как процесс, который получил название Импульсное Лазерное Напыление покрытий (ИЛН).

Основы процесса ИЛН

Процесс импульсного лазерного осаждения покрытий заключается в облучении мощным лазерным импульсом мишени с подобранным составом материала; материал под воздействием излучения испаряется и, распространяясь в сторону от мишени, осаждается на поверхности объекта (подложки). Такой процесс может быть осуществлен в вакууме или в среде газа, например, кислорода, который часто используется в процессах осаждения оксидов для насыщения кислородом осажденных покрытий (Рис. 1).

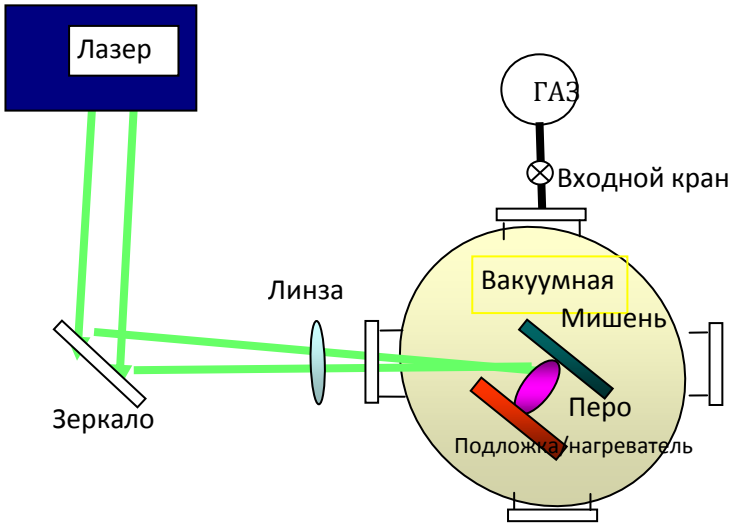


Рис. 1 Конфигурация установки для нанесения покрытий лазерным импульсом

В процессе ИЛН многие параметры, оказывающие сильное влияние на характеристики покрытия, могут меняться в эксперименте. Во-первых, это все параметры лазерного излучения: плотность энергии, длина волны, длительность импульса, частота повторения импульсов. Во-вторых, это технические параметры камеры напыления и самого процесса, включая расстояние между мишенью и подложкой, температура подложки, газовая среда и давление газа в камере и т.д.

Основные результаты

Технология ИЛН позволяет изготавливать пленки (покрытия) самых разных составов и свойств: различные окислы (оксиды), нитриды, карбиды, полимеры, фуллерены* и композиции металлов. В таблице 1 приведены наиболее известные результаты, которые, безусловно, представляют неполный список различных важных материалов, полученных в виде покрытий методами ИЛН, начиная с 1987 года.

Таблица 1. Результаты получения различных типов покрытий методами ИЛН

Материал покрытия		**Автор и год получения**	
Оксиды	SiO2 ZnO	Fogarassy et al. (1990) Masayuki Okoshi et al. (2000)	[1] [2]
Карбиды	SiC	Balooch et al. (1990)	[3]
Нитриды	TiN	Biunno et al. (1989)	[4]
Алмазоподобный углерод	C	Martin et al.(1990)	[5]
Фуллере́ны Бакминстера	C60	Curl and Smalley (1991)	[6]
Полимеры	Polyethylene PMMA Polyethylene PE	Hansen and Robitaille (1988) J.J. Beltrano et al. (2005)	[7] [8]
Системы металлов	30 alloys/multilayers	Krebs and Bremert (1993)	[9]
	FeNdB	Geurtsen et al. (1996)	[10]
	Al-Mg	A. Radziszewska et al (2006)	[11]
Кальциево-фосфорные био-керамические соединения	Hydroxyapatite Ca10(PO4)6(OH)2	J.J. Beltrano et al. (2005)	[8]
Редко-земельные элементы	$HoBa_2Cu_3O_y$	S. Hahakura et al. (2003)	[12]

Одним из интереснейших практических применений метода импульсного

лазерного напыления является получение графитовых нанотрубок. При ИЛН лазерный пучок испаряет графит мишени при высокой температуре в присутствии инертного газа. Испаренный графит конденсируется на более холодной подложке с образованием покрытия со структурой нанотрубок. Обычно, для получения таких покрытий используют водоохлаждаемые поверхности. Метод был разработан в Университете Райса и наилучшие результаты получены при синтезировании однослойных нанотрубок с использованием ряда металлов (например, смеси кобальта и никеля) в качестве катализатора [13,14].

На сегодняшний день для получения значительных количеств графитовых нанотрубок используют 4 способа, каждый из которых имеет практические достоинства и недостатки: электро-дуговой разряд, химическое вакуумное испарение (хви), обработка моно окиси углерода под высоким давлением. Наиболее перспективным по-видимому, следует считать метод илн, который к тому же обладает наибольшим выходом (примерно 70%) и является самым современным и базирующимся на быстро совершенствующемся лазерном оборудовании.

Перенос (трансфер) стехиометрии

Исключительные достоинства ИЛН заключаются в том, что во время процесса напыления стехиометрия нанесенного покрытия практически соответствует стехиометрии мишени, что означает возможность получения стехиометрических тонких пленок, используя сплавы в качестве мишени.

Промышленное оборудование

Можно сказать, что методы ИЛН покрытий разного назначения вышли на промышленный уровень, и рынок сразу отреагировал появлением профессионального оборудования. Установки для ИЛН разрабатывают и поставляют несколько фирм, в основном в США. Одними из наиболее известных производителей оборудования для импульсного лазерного напыления являются фирмы Neocera Semiconductor и Coherent.

Все установки имеют законченную и стандартизованную систему доставки пучка излучения, которая включает в себя набор зеркал, фокусирующую линзу, системы управления оптическими элементами и оптическое окно для пропускания луча в камеру напыления. Все оптические элементы имеют просветляющие покрытия для двух типов УФ лазеров: 248 нм (KrF) или 193 нм (ArF). Установки комплектуются лазерами и компьютерными системами управления процессами

Рис.2. Установка Pioneer 3000 для лазерного импульсного напыления

Каждая камера снабжена клапаном избыточного давления. Камеры напыления имеют оправки для закрепления и замены мишеней (размером от 50 до 200 мм) и подложек (от 10 до 200 мм) карусельного типа (Рис. 2).

ВЫВОДЫ

1. Результаты получения наноструктурированных материалов и плёнок карбидов, нитридов и алмазоподобных покрытий показывают широкие возможности Импульсного лазерного напыления для модификации поверхности металлов и сплавов.

2. Формирование на поверхности обладающих уникальными свойствами нанопокрытий позволяет рассчитывать на повышение триботехнических характеристик поверхности, работающей в высокоскоростных и нагруженных узлах трения.

Авторы выражают благодарность к.т.н. Е.М.Биргеру за активное участие в подготовке настоящего обзора и за оказание помощи при поиске труднодоступной зарубежной научно-технической литературы.

ЛИТЕРАТУРА

1. C. M. Foster, K. F. Voss, T. W. Hagler, D. Mihailovic, A. J. Heeger, M. M. Eddy, W. L. Olsen, and E. J. Smith, Solid State Comm. 76, 651 (1990).
2. J.J. Beltrano, L.Torrisi, A.M. Visco, N. Campo and E. Rapisarda. Pulsed laser deposition (pld) technique to prepare biocompatible thin films, - Advances in Science and Technology Vol. 49 (2006) pp. 56-61; online at http://www.scientific.net Trans Tech Publications, Switzerland
3. S. R. Shinde, S. B. Ogale, R. L. Greene, T. Venkatesan, P. C. Canfeld, S. L. Budko, G. Lapertot, and C. Petrovic, Appl .Phys. Lett. 79, 227 (2001).
4. E. Fogarassy, C. Fuchs, A. Slaoui, and J. P. Stoquert, Appl. Phys. Lett.57, 664 (1990).
5. N. Biunno, J. Narayan, S. K. Hofmeister, A. R. Srinatsa, and R. K. Singh, Appl. Phys. Lett. 54, 1519 (1989).
6. H. Kidoh, T. Ogawa, A. Morimoto, and T. Shimizu, Appl. Phys. Lett. 58, 2910 (1991).
7. J. A. Martin, L. Vazquez, P. Bernard, F. Comin, and S. Ferrer , Appl. Phys. Lett. 57, 1742 (1990).
8. A. J. M. Geurtsen, J. C. S Kools, L. de Wit, and J. C. Lodder, Appl. Surf. Sci. 96-98, 887 (1996).
9. R. F. Curl and R. E. Smalley, Scientific American, October 1991, 32.
10. S. G. Hansen and T. E. Robitaille, Appl. Phys. Lett. 52, 81 (1988).
11. Agnieszka Radziszewska et al. Preparation and microstructure of Al-Mg thin films deposited by PLD, - AGH University of Science and Technology, Poland, Poster at E-MRS Fall Meeting 2006, Symposium A, by A. Radziszewska, 2006-05-20.
12. S. Hahakura, K. Fujino, M. Konishi and K. Ohmatsu. Development of HoBCO coated conductor by PLD method. Energy and Environmental Technology Research Laboratories, Sumitomo Electric Industries, Ltd., Available online 24 June 2004.
13. Guo, Ting (1995). "Self-Assembly of Tubular Fullerenes". J. Phys. Chem. 99: 10694 - 10697.
14. Guo, Ting (1995). "Catalytic growth of single-walled manotubes by laser vaporization". Chem. Phys. Lett. 243: 49 - 54

УПРУГОПЛАСТИЧЕСКАЯ ВЯЗКАЯ КОНТАКТНАЯ МОДЕЛЬ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ РОТОРА СО СТАТОРОМ[1]

ELASTOPLASTIC VISCOUS CONTACT MODEL FOR ROTOR-STATOR SYSTEM

А.Н.Никифоров[1] – к.т.н., с.н.с., **С.Н.Жеребчиков**[3] – к.т.н., зав.сектором,
Л.В.Кочетова[2] – студ., **А.Е.Шохин**[1] – к.т.н., н.с.
[1]ИМАШ РАН, [2]ВГУ (Воронеж), [3]КБХА (Воронеж)

Abstract. The impact interaction and continuous contact of a flexible rotor with a solid stator is analyzed using a planar model on base of motion equations in the cartesian coordinates and Hertz', Rivin' and Gerstner' relations. An existence of critical values for system parameters is shown, when after several collisions the synchronous slipping turns into dangerous asynchronous slipping of rotor on stator.

Введение. Задачи ударного и безотрывного взаимодействий ротора со статором могут быть решены без изменения уравнений движения системы. Это позволяет ускорить численное интегрирование, получить новые теоретические результаты и реализуемо, если, следуя Герцу, предположить ротор и статор жесткими всюду, кроме малых деформируемых участков, примыкающих к пятну контакта, и считать эти участки лишенными массы. Сформулированные допущения позволяют математически описать силу N давления ротора на статор с помощью различных дискретных моделей прямого удара двух твердых тел, т.е. в виде эквивалентной пружины, мгновенно возникающей между ними при контакте.

В общем случае усилие этой пружины имеет упругую составляющую, компоненту вязкого трения и диссипативную часть вследствие пластической деформации контактирующих поверхностей. Однако обзор соответствующей литературы [1-6] показывает, что теоретическое определение эквивалентных коэффициентов жесткости, вязкости и пластичности контакта (удара) всё еще остается проблемой. В то же время имеющаяся литература не конкретизирует границы применимости моделей с учетом различных составляющих и нелинейностей контактной (ударной) силы в случае ротора, взаимодействующего со статором.

Математическая модель системы. Пусть вал является горизонтальным, консольным, вязкоупругим на изгиб и кручение, умеренно длинным и достаточно жестким на сжатие-растяжение, защемлен на одном конце и соединен с неуравновешенным, тяжелым диском внутри жесткой опоры с зазором на другом конце (рис.1). В такой системе осевые колебания ротора, а также угловые перемещения его оси пренебрежимо малы, поэтому можно ограничиться рассмотрением задачи о её движении в линейном приближении и в рамках плоской модели, а именно допустить, что все точки диска перемещаются лишь параллельно плоскости Oxy.

Одновременно с неподвижной (декартовой) системой координат $Oxyz$ удобно пользоваться вращающейся с ротором, а именно с вектором его дисбаланса a, системой отсчета $Ouvz$. Ротор в этой системе координат перемещается только поступательно, что позволяет легко математически учесть внутреннее трение.

Условия равновесия внешних, инерционных и упругих сил ротора в плоскости Oxy имеют вид:

$$\begin{aligned} m_R\ddot{x}_G + d_R\dot{x}_R + k_R x_R &= G - N\cos\psi + \mu N\sin\psi \\ m_R\ddot{y}_G + d_R\dot{y}_R + k_R y_R &= -N\sin\psi - \mu N\cos\psi \end{aligned},$$

где x_R, y_R - отклонения геометрического центра R ротора, d_R - коэффициент внешнего вязкого трения, $k_R = 3\pi d^4 E/(64l^3)$ - изгибная жесткость вала диаметра d, длиной l и при

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ - грант № 12-01-31086 мол_а

модуле упругости его материала E, G - постоянная сила, действующая на ротор, например его вес, μ - коэффициент трения ротора о статор по Кулону.

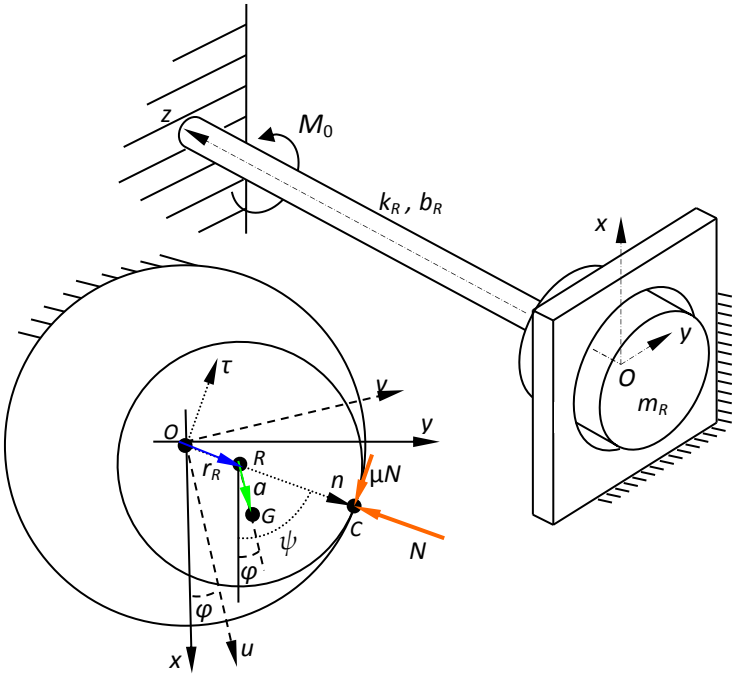


Рис.1. Исследуемая система «гибкий ротор – жесткий статор»

Пользуясь комплексным представлением отклонения ротора $z_R = x_R + iy_R$, эти уравнения можно свести к одному:

$$m_R\ddot{z}_G + d_R\dot{z}_R + k_R z_R = G - (N + i\mu N)\mathrm{e}^{i\psi}. \qquad (1)$$

Перемещение центра инерции G ротора определяется соотношениями:

$$x_G = x_R + a\cos\varphi, \quad y_G = y_R + a\sin\varphi, \qquad (2)$$

что в комплексной форме есть:

$$z_G = z_R + a\mathrm{e}^{i\varphi}. \qquad (3)$$

С учетом (3) уравнение (1) получает вид:

$$m_R\ddot{z}_R + d_R\dot{z}_R + k_R z_R = m_R a\left(\dot{\varphi}^2 - i\ddot{\varphi}\right)\mathrm{e}^{i\varphi} + G - (N + i\mu N)\mathrm{e}^{i\psi}. \qquad (4)$$

Преобразование координат выражается как:

$$\begin{aligned} x_R &= u_R\cos\varphi - v_R\sin\varphi \\ y_R &= u_R\sin\varphi + v_R\cos\varphi \end{aligned} \quad \text{или} \quad z_R = w_R\mathrm{e}^{i\varphi}, \ \text{где} \ w_R = u_R + iv_R.$$

Подстановка $z_R = w_R\mathrm{e}^{i\varphi}$ в (4) дает уравнение движения ротора во вращающихся координатах, т.е. во вращающейся системе отсчета $Ouvz$:

$$\begin{aligned} m_R\left(\ddot{w}_R + iw_R\ddot{\varphi} + 2i\dot{\varphi}\dot{w}_R - w_R\dot{\varphi}^2\right) + \left(b_R + d_R\right)\dot{w}_R + \left(k_R + id_R\dot{\varphi}\right)w_R = \\ = m_R a\left(\dot{\varphi}^2 - i\ddot{\varphi}\right) + G\mathrm{e}^{-i\varphi} - \left(N + i\mu N\right)\mathrm{e}^{i(\psi-\varphi)} \end{aligned}, \qquad (5)$$

которое дополнено коэффициентом внутреннего трения b_R пропорциональным скорости деформации вала.

Обратное преобразование координат выполняется по формулам:

$$\begin{aligned} u_R &= x_R\cos\varphi + y_R\sin\varphi \\ v_R &= -x_R\sin\varphi + y_R\cos\varphi \end{aligned} \quad \text{или} \quad w_R = z_R\mathrm{e}^{-i\varphi}, \ \text{где} \ z_R = x_R + iy_R.$$

Возвращаясь к неподвижной системе отсчета $Oxyz$, подставив $w_R = z_R\mathrm{e}^{-i\varphi}$ в (5), можно получить уравнение движения в декартовых координатах с учетом внутреннего трения:

$$m_R\ddot{z}_R+\left(b_R+d_R\right)\dot{z}_R+k_Rz_R-ib_R\dot{\varphi}z_R=m_Ra\left(\dot{\varphi}^2-i\ddot{\varphi}\right)\mathrm{e}^{i\varphi}+G-\left(N+i\mu N\right)\mathrm{e}^{i\psi}.$$

С учетом (3) и соотношений $\mathrm{e}^{i\psi}=\cos\psi+i\sin\psi$, $\cos\psi=x_R/r_R$, $\sin\psi=y_R/r_R$, где r_R=OR, данное уравнение в компактной форме:

$$m_R\ddot{z}_G+\left(b_R+d_R\right)\dot{z}_R+k_Rz_R-ib_R\dot{\varphi}z_R=G-\left(N+i\mu N\right)z_R/r_R,$$

и в развернутой форме:

$$\begin{aligned}m_R\ddot{x}_R+\left(b_R+d_R\right)\dot{x}_R+k_Rx_R+b_R\dot{\varphi}y_R&=m_Ra\left(\dot{\varphi}^2\cos\varphi+\ddot{\varphi}\sin\varphi\right)+G-Nr_R^{-1}\left(x_R-\mu y_R\right)\\ m_R\ddot{y}_R+\left(b_R+d_R\right)\dot{y}_R+k_Ry_R-b_R\dot{\varphi}x_R&=m_Ra\left(\dot{\varphi}^2\sin\varphi-\ddot{\varphi}\cos\varphi\right)-Nr_R^{-1}\left(y_R+\mu x_R\right)\end{aligned}. \qquad (6)$$

В условиях внешнего крутящего момента M_0, значительного момента инерции привода I_0 и вязкоупругого вала на кручение это уравнение необходимо дополнить соответствующими силовыми факторами. Мысленно рассекая вал заданной системы (рис.1), можно представить, что на левую её часть действуют, кроме момента M_0, моменты сил упругости $-\tilde{k}_R\left(\varphi_0-\varphi\right)$ и вязкости $-\tilde{b}_R\left(\dot{\varphi}_0-\dot{\varphi}\right)$ вала, где $\tilde{k}_R=\pi d^4G/\left(32l\right)$ - жесткость вала на кручение, $\tilde{b}_R$ - коэффициент внутреннего трения. На правую часть системы действуют такие же моменты сил вязкоупругого сопротивления вала, но другого знака. В результате, используя теорему об изменении момента импульса и допущение о малости a и r_R по сравнению с r=RC, вращательное движение гибкого ротора, нагруженного внешним крутящим моментом и контактной силой, можно описать уравнениями:

$$\begin{aligned}I_0\ddot{\varphi}_0&=M_0-\tilde{k}_R\left(\varphi_0-\varphi\right)-\tilde{d}_R\left(\dot{\varphi}_0-\dot{\varphi}\right)\\ I_R\ddot{\varphi}&=\tilde{k}_R\left(\varphi_0-\varphi\right)+\tilde{d}_R\left(\dot{\varphi}_0-\dot{\varphi}\right)-\mu Nr\end{aligned}. \qquad (7)$$

Согласно теории Герца $N=K\varepsilon^{3/2}$, где константа K зависит от кривизны и упругости материалов соприкасающихся поверхностей. При соударении двух тел, одно из которых имеет вблизи точки первоначального касания выпуклую, а другое – вогнутую сферическую поверхность с радиусами кривизны r и R [7]:

$$K=\frac{4}{3}\sqrt{\frac{Rr}{R-r}}\,\frac{E_1E_2}{E_1\left(1-\nu_2^2\right)+E_2\left(1-\nu_1^2\right)}, \qquad (8)$$

где E_1, E_2, ν_1, ν_2 - модули упругости и коэффициенты Пуассона для материалов соударяющихся тел.

При согласованных цилиндрических поверхностях возможно нарушение условий, в которых применима теория Герца, т.к. с приложением нагрузки дуга контакта быстро растет и может достигать величин, сравнимых с их радиусами. В [8] показано, что зависимость Герца работает удовлетворительно, если выполняется неравенство:

$$E\Delta R/N>3, \qquad (9)$$

где $E=E_1E_2/\left(E_1+E_2\right)$ - приведенный модуль упругости, N - сила давления вала на втулку, ΔR - разность их радиусов.

Ривиным в [9] для взаимодействия цилиндрических профилей с почти идентичными радиусами предложено линейное соотношение $N=K_{\mathrm{E}}\varepsilon$.

Влияние неупругого поведения материалов может быть проанализировано с помощью нелинейной упругопластической модели удара с вязким трением. В этом случае для первой фазы удара, т.е. при возрастании силы давления, обычно используется зависимость [10]:

$$N_1=K_{\mathrm{E}}\varepsilon^h+K_{\mathrm{D}}\dot{\varepsilon}, \qquad (10)$$

где $\varepsilon=r_R-\delta$ - радиальная деформация, $\dot{\varepsilon}=\dot{r}_R$ - её скорость, K_{E} и K_{D} - коэффициенты контактной жесткости и вязкости, h - показатель нелинейности, который должен быть больше единицы и меньше $3/2$ [11].

Очевидно, если условие (9) для рассматриваемой системы соблюдается, K_{E}=K.

Внутреннее трение в реальном материале зависит от частот протекающих динамических процессов. В соответствии с гипотезой Кельвина-Фохта оно вязкое, т.е. пропорционально скорости деформации:

$$\sigma = E\xi + bE\dot{\xi},$$

где σ - напряжение, ξ - относительная деформация, b - коэффициент внутреннего трения.

Если напряжение и деформация изменяются гармонически $\sigma = \sigma_0 e^{i\lambda t}$ и $\xi = \xi_0 e^{i\lambda t}$, то из этого соотношения получается:

$$\sigma_0 = E(1 + i\eta)\xi_0,$$

где $\eta = \lambda b$ - коэффициент потерь [12], значения которого для некоторых материалов приведены в табл.1.

Отсюда сила вязкого внутреннего трения при растяжении-сжатии определяется выражениями:

$$bE\frac{S}{l}\dot{\varepsilon} \text{ или } \frac{\eta}{\lambda}\frac{ES}{l}\dot{\varepsilon}, \tag{11}$$

где S - площадь поперечного сечения и l - глубина тела в направлении деформации.

По аналогии с (11) параметр контактной вязкости поверхностей есть:

$$K_D = \eta K_E / \lambda_C = \eta\sqrt{K_E M}, \tag{12}$$

где $\lambda_C = \sqrt{K_E / M}$ - частота контактного резонанса [8], $M = m_1 m_2 / (m_1 + m_2)$, m_1, m_2 - массы взаимодействующих тел, $\eta = \eta_1\eta_2 / (\eta_1 + \eta_2)$, η_1, η_2 - коэффициенты потерь в их материалах.

Таблица 1. Механические свойства некоторых материалов

Материал	Модуль упругости (E, ГПа)	Коэффициент Пуассона (ν)	Коэффициент потерь (η)
Алюминий	70	0,35	$<10^{-4}$
Сталь	200	0,3	$10^{-4}\ldots10^{-3}$
Бронза	100	0,3	$\approx10^{-3}$
Олово (основа баббитов)	50	0,4	$\approx10^{-2}$
Фторопласт-4	0.7	0.3	
Капрон (для подшипников, втулок, шестерён)	1.5	0.35	> 0.1
Текстолит (для подшипников, зубчатых колес)	8	0.2	

Для второй фазы удара при уменьшении силы давления (когда происходит разгрузка) исходят не из (10), а из закона Герстнера [10,11]:

$$N_2 = K_E(\varepsilon - \varepsilon_*)^h, \tag{13}$$

При этом по аналогии с [11] остаточную деформацию ε_* целесообразно выразить как:

$$\varepsilon_* = K_P(\varepsilon_{max} - \varepsilon), \tag{14}$$

а показатель пластичности K_P определить из этого же соотношения, приравнивая $\varepsilon = \varepsilon_*$:

$$K_P = \frac{\Delta\varepsilon}{1 - \Delta\varepsilon}, \tag{15}$$

где $\Delta\varepsilon = \varepsilon_* / \varepsilon_{max}$ - относительная остаточная деформация.

Наибольшая деформация определяется условиями:

$$\varepsilon_{\max} = 1 \times \begin{cases} 0 & \leftarrow \quad r_R \le \delta \\ \varepsilon & \leftarrow \quad r_R > \delta \;\&\; \dot{r}_R < 0 \;\&\; \varepsilon > \varepsilon_{\max} \end{cases}. \tag{16}$$

В общем, условия контакта ротора со статором сводятся к (рис.2):

$$N = 1 \times \begin{cases} 0 & \leftarrow \quad r_R \le \delta \\ N_1 & \leftarrow \quad r_R > \delta \;\&\; \dot{r}_R > 0 \\ N_2 & \leftarrow \quad r_R > \delta \;\&\; \dot{r}_R < 0 \;\&\; \varepsilon > \varepsilon_* \\ 0 & \leftarrow \quad r_R > \delta \;\&\; \dot{r}_R < 0 \;\&\; \varepsilon < \varepsilon_* \end{cases}, \tag{17}$$

где $r_R = \sqrt{x_R^2 + y_R^2}$ - отклонение ротора, $\delta = R - r$ - радиальный зазор.

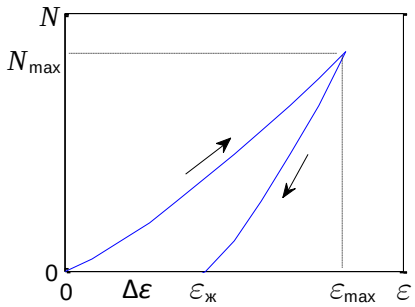


Рис.2. Характеристика предложенной контактной модели, когда $K_E = K$, $K_D \approx 0$, $K_P = 1$, $h = 1.25$

Условия сопротивления относительному движению при соприкосновении ротора и статора имеют вид:

$$\mu = 1 \times \begin{cases} \mu & \leftarrow \quad r\dot{\varphi} + r_R\dot{\psi} > 0 \\ -\mu & \leftarrow \quad r\dot{\varphi} + r_R\dot{\psi} < 0 \end{cases}. \tag{18}$$

Скорость прецессии центра ротора $\Omega = \dot{\psi}$ определяется выражениями:

$$\mathrm{tg}\psi = \frac{y_R}{x_R}, \qquad \dot{\psi} = \frac{x_R\dot{y}_R - \dot{x}_R y_R}{r_R^2}. \tag{19}$$

Таким образом, рассматриваемая упругопластическая вязкая модель контакта ротора со статором содержит четыре неизвестных параметра K_E, K_D, K_P и h, которые в принципе достоверно могут быть определены лишь опытным путем. Поэтому важно оценить чувствительность системы «ротор-статор» к изменению их значений.

Дифференциальные уравнения (6,7) совместно с соотношениями (8,10,12-15,19) и условиями (16-18) образуют систему нелинейных уравнений. Она не допускает решений в замкнутом виде и поэтому интегрировалась по времени численно методом Рунге-Кутта при широком изменении определяющих параметров задачи $K_E = (10^{-2}..10^{2})K$, $K_D = (0..10^{-3})K$, $K_P = 0..1$, $h = 1..3/2$. При этом значения исходных (неизменяемых) характеристик роторной системы взяты от реальной конструкции, которые приведены в табл.2.

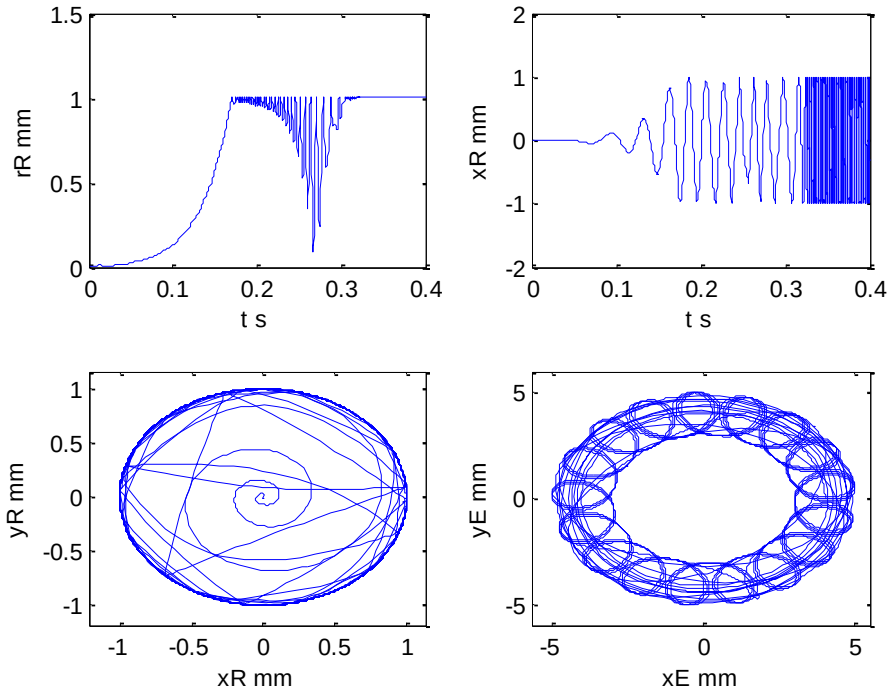
Таблица 2. Исходные параметры проанализированной системы «ротор-статор»

Наименование	Обозначение	Величина
Радиус ротора	r	16 мм
Радиус внутренней поверхности статора	R	17 мм
Эксцентриситет ротора	a	0.2 мм
Масса ротора	m_R	0.44 кг
Весовая нагрузка	G	0 Н

Критическая частота вращения	$f_R = \frac{1}{2\pi}\sqrt{k_R/m_R}$	37 Гц
Собственная частота крутильных колебаний	$\tilde{f}_R = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\tilde{k}_R \frac{I_0 + I_R}{I_0 I_R}}$	190 Гц
Осевой момент инерции ротора	$I_R = m_R r^2/2$	$5.6\cdot10^{-5}$ кг·м^2
Момент инерции электропривода вокруг оси ротора	I_0	$11.2\cdot10^{-5}$ кг·м^2
Крутящий момент электропривода	M_0	0.4 Нм
Коэффициент поглощения энергии в материале вала	Ψ_R	0.01
Коэффициент внутреннего трения при изгибе	$b_R = k_R\Psi_R/(4\pi^2 f_R)$	0.16 Нс/м
Коэффициент внутреннего трения при кручении	$\tilde{b}_R = \tilde{k}_R\Psi_R/(4\pi^2 \tilde{f}_R)$	$3\cdot10^{-4}$ Нм·с
Коэффициент внешнего трения	d_R	0.5 Нс/м
Коэффициент трения скольжения	μ	0.2
Коэффициент контактной жесткости по (5)	K	$5\cdot10^{10}$ Н/м

Анализ результатов. Основной целью численных расчетов являлось установление влияния на характерные режимы взаимодействия ротора со статором различных значений параметров вязкой упругопластической модели контакта. Анализ большого числа расчетов показал, что в зависимости от величин K_D и K_P при заданных параметрах (табл.2) в момент прохождения ротором критической скорости реализуются два режима. Безударное движение сменяется либо чистым качением ротора по статору в сторону противоположную вращению (рис.3), либо его прямым синхронным скольжением (рис.4).

Режим чистого качения ротора (рис.3) устанавливается после нескольких ударов «жестко», т.е. за очень короткий промежуток времени. В этот момент скорость вращения ротора резко падает, а скорость его прецессии меняет знак и подскакивает на два порядка до известного соотношения $\Omega=-\omega r/\delta$. В результате любая эксцентричная точка ротора начинает двигаться с характерным числом петель $n=r/\delta$.



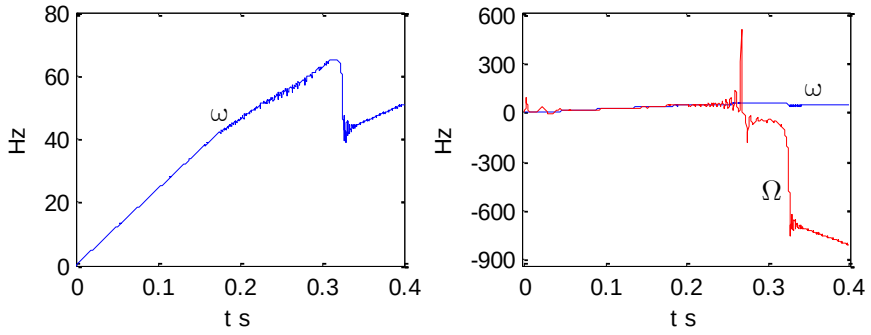


Рис.3. Радиальное отклонение r_R , колебания вдоль x-оси x_R, траектории центра x_R, y_R и эксцентричной точки $x_E=x_R+20a\cos\varphi$, $y_E=y_R+20a\sin\varphi$, скорости вращения ω и прецессии Ω ротора
когда $K_E=K$, $K_D=0.1K_D^{cr}$, $K_P=0.1K_P^{cr}$, $h=1.25$

Режим прямого синхронного скольжения ротора (рис.4), при котором ротор прижат к статору всё время одной стороной, устанавливается «мягко». При этом скорость вращения монотонно увеличивается, а скорость прецессии после незначительных колебаний стремится к ω. В конце переходного процесса центр и произвольная эксцентричная точка ротора движутся по неизменным окружностям.

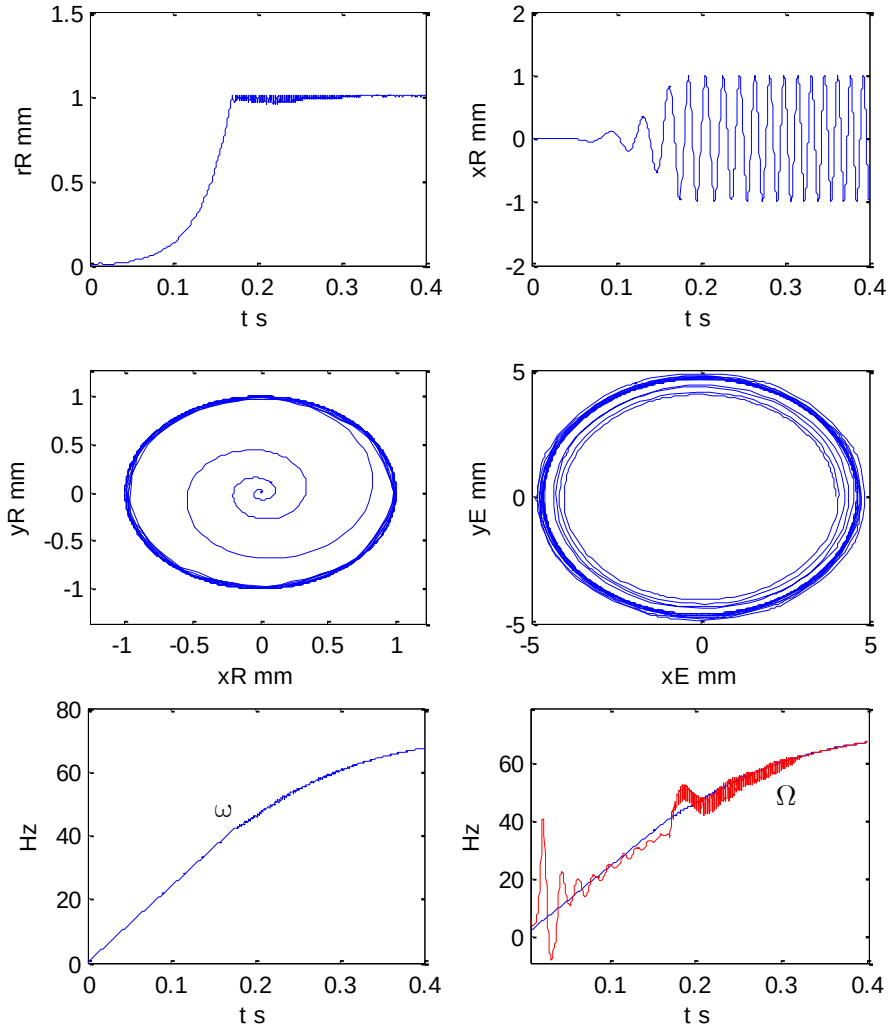


Рис.4. Радиальное отклонение r_R , колебания вдоль x-оси x_R, траектории центра x_R, y_R и эксцентричной точки $x_E=x_R+20a\cos\varphi$, $y_E=y_R+20a\sin\varphi$, скорости вращения ω и прецессии Ω ротора, когда $K_E=K$, $K_D=0.11K_D^{cr}$, $K_P=0.11K_P^{cr}$, $h=1.25$

Таким образом, существуют критические значения параметров K_D и K_P в зависимости от их соотношения между собой. В случае не превышения таких значений в системе «ротор-статор» после непродолжительного движения с ударами устанавливается режим опасного качения. В частности, когда K_D=0, K_P^{cr}=0.175, а K_P=0, $K_D^{cr}=2.34\cdot10^{-7}K$ (Нс/м).

В случае невязких и непластичных материалов, а именно когда коэффициенты K_D и K_P на два и более порядка меньше своих критических значений K_D^{cr}, K_P^{cr}, т.е. соответствующих условию обращения одного из них в нуль, разработанная модель взаимодействия ротора со статором дает результаты близкие к моделям Герца и Ривина (рис.5). Имеется малое несоответствие с действительностью лишь в случае нелинейной модели Герца, которое показано стрелкой. При выходе ротора на режим качения его смещение превышает пределы зазора. Напротив, линейность модели Ривина оказывается самой точной из рассмотренных. Разработанная модель занимает промежуточное положение между ними, поэтому её погрешность возрастает с увеличением показателя h, следовательно, целесообразно принять h=1.

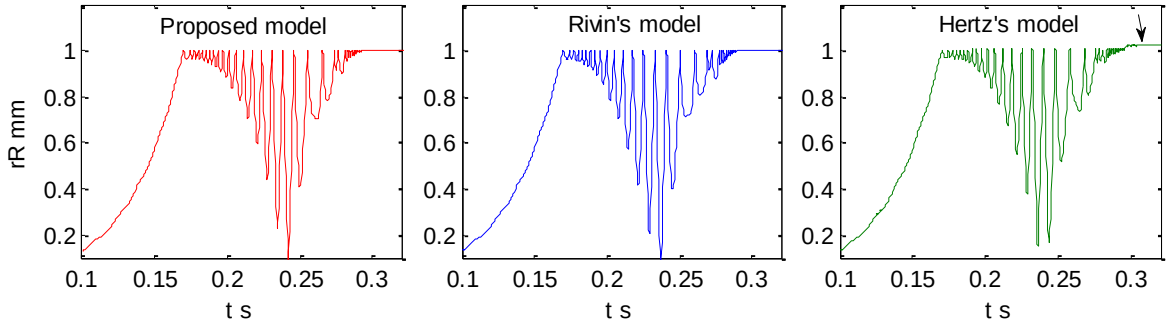


Рис.5. Радиальное отклонение r_R ротора по разработанной модели ($K_E=K$, $K_D=0.01K_D^{cr}$, $K_P=0.01K_P^{cr}$, h=1.25), *по Ривину* ($K_E=K$, $K_D=K_P=0$, h=1), *по Герцу* ($K_E=K$, $K_D=K_P=0$, h=1.5)

При условиях h=1, $K_D\to0$ и $K_P\to0$ предложенная модель, равно как и модель Ривина, малочувствительна к изменению коэффициента упругости K_E (рис.6). Наблюдается лишь небольшое смещение переходного процесса – с уменьшением K_E, а также с увеличением K_D и K_P вправо по времени. Нечувствительность очень полезное качество, т. к. достоверно определить значения параметров для любой контактной модели затруднительно.

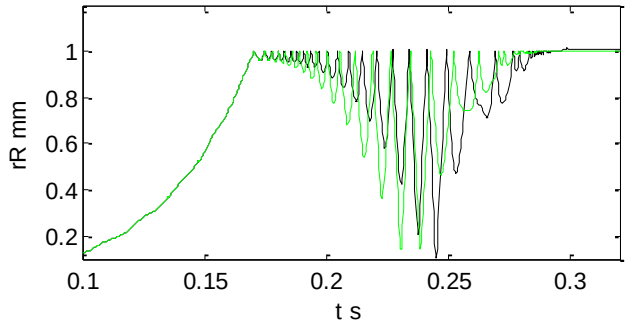


Рис.6. Радиальное отклонение r_R ротора по разработанной модели когда $K_E=10^{-2}K$ (темн.) и $K_E=10^{2}K$ (светл.) при $K_D=K_P=0$

ВЫВОДЫ

По результатам работы можно заключить следующее.

1. В случае твердых, т.е. невязких и непластичных материалов (большинство конструкционных металлов и сплавов) при расчетах контактных режимов движения ротора

по статору приемлемо пользоваться моделью Ривина, которая является предельной вариацией разработанной контактной модели. Тогда может быть определена наибольшая область существования опасного режима качения в зависимости от любых параметров системы «ротор-статор», т.е. могут быть найдены условия его отсутствия в ней с некоторым запасом.

2. Если материалы трущихся поверхностей достаточно мягкие, т.е. вязкие и пластичные (например фторопласты и баббиты, широко применяемые в качестве основы вкладышей подшипников скольжения), то предложенная модель взаимодействия ротора со статором обладает очевидным преимуществом по сравнению с моделями Ривина и Герца. Она позволяет отыскать условия существования опасного режима качения с учетом этих факторов. В результате возможна оптимизация податливости для подшипников скольжения, газовых подшипников, страхующих от недопустимых прогибов вала и напряжений в нём втулок, щелевых и лабиринтных уплотнений, кожухов в форме одновременного обеспечения необходимой их несущей способности и предотвращения режима качения ротора по ним.

ЛИТЕРАТУРА

1. Brach R.M. Mechanical Impact Dynamics: Rigid Body Collisions. New York: Wiley, 1991.
2. Zhang G.F. et al. Analytical study of nonlinear synchronous full annular rub motion of flexible rotor–stator system and its dynamic stability. Nonlinear Dynamics, Vol.57, 2009, pp.579–592.
3. Костюк А.Г., Шатохин В.Ф., Волоховская О.А. Движение неуравновешенного ротора при задеваниях о статор // Теплоэнергетика, 2012, №2. С.3-11.
4. Popprath S., Ecker H. Nonlinear dynamics of a rotor contacting an elastically suspended stator. Journal of Sound and Vibration, Vol.308, 2007, pp.767–784.
5. Grāpis O., Tamužs V., Ohlson N.-G., Andersons J. Overcritical high-speed rotor systems, full annular rub and accident. Journal of Sound and Vibration, Vol.290, 2006, pp.910-927.
6. Yu J.J., Goldman P., Bently D.E., Muszynska A. Rotor/seal experimental and analytical study on full annular rub. Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. Vol.124 (2002), pp. 340–350.
7. Справочник машиностроителя. Том 3. Под общей ред. Серенсена С.В. М.: Машгиз, 1956. 564 с.
8. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. М.: Мир, 1989. 510 с.
9. Rivin E. Stiffness and Damping in Mechanical Design. New York: Marcel Dekker, 1999.
10. Батуев Г.С., Голубков Ю.В., Ефремов А.К., Федосов А.А. Инженерные методы исследования ударных процессов. М.: Машиностроение, 1977. 240 с.
11. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара. М.: Наука, 1977, 224 с.
12. Нашиф А., Джоунс Д., Хендерсон Дж. Демпфирование колебаний. М.: Мир, 1988. 448с.

ПОВЫШЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ИЗДЕЛИЙ МЕТОДОМ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ

IMPROVEMENT THE LOAD CAPACITY OF PRODUCTION BY USING ELECTROMECHANICAL METHOD

О.Н. Паршиков - студ., **А.П.Яковлева** - к.т.н., доц.
МГТУ им. Н.Э. Баумана

Abstract. There are a lot of methods to improve the load capacity of production such as nitration, cementation, carbonitriding, laser hardening, thermochemical treatment, electromechanical treatment. This particular article presents their features and confirms most practicability of using the last one in serial production.

Результаты большого количества экспериментальных работ и обобщения эксплуатационных данных показывают, что с увеличением твердости контактирующих поверхностей деталей машин существенно возрастает их несущая способность. Ответственные детали станков, такие как шпиндели, ходовые винты, зубчатые колеса, пиноли задних бабок и т. д. без предварительной термической обработки в настоящее время почти не применяют. Для повышения износостойкости и контактной прочности деталей применяют следующие методы поверхностного упрочнения: цементация, нитроцементация закалка токами высокой частоты (ТВЧ), лазерная закалка, а так же поверхностно-пластическое деформирование (ППД).

Цементация - наиболее распространенный способ поверхностного упрочнения, обеспечивающий высокую твердость и наибольшую несущую способность тяжелонагруженных деталей. Несмотря на то, что процессы химико-термической обработки (ХТО) применяются давно хорошо изучены, цементация имеет ряд существенных недостатков: нестабильность качества, длительность ХТО, а главное, значительная деформация деталей и расход электроэнергии. Например, для получения цементированного слоя глубиной 0,9..1,2 мм, длительность процесса составляет 16..18 часов. При этом получение качественной структур цементированного слоя определяется поверхностной твердостью, глубиной слоя, концентрацией углерода, прочностью сердцевины и является сложной задачей. В связи с этим, результаты испытаний цементированных деталей характеризуются большим разбросом показателей прочности и выносливости, что указывает на недостаточную управляемость ХТО. Дополнительная трудоемкость ХТО связана с необходимостью защиты от цементации поверхностей, на которых не требуется упрочнение. В качестве защитных покрытий используется меднение, которое не обеспечивает надежного предохранения от цементации. Вследствие этого при последующей закалке эти поверхности получают высокую твердость. Последующая механическая обработка представляет технологические трудности.

Азотирование по сравнению с цементацией обеспечивает более высокую поверхностную твердость при меньшей степени деформации. При этом сам азотированный слой характеризуется крайне низкими механическими свойствами (0,1 от прочности сердцевины). Вследствие этого при эксплуатации часто наблюдаются сколы и выкрашивания азотированного слоя. Азотирование обеспечивает повышение выносливости при шероховатости поверхности не ниже Ra=1,25 мкм. При большей шероховатости возможны сколы азотированного слоя. Основными недостатками азотирования являются длительность и энергоемкость процесса, требование защиты неазотированных поверхностей, коробление деталей. Например, для получения глубины слоя 0,4-0,7 в гильзе цилиндра технологическое время составляет 42 часа. К другим недостаткам можно отнести применение дорогостоящего оборудования и сложность подготовки поверхности под азотирование.

Закалка ТВЧ применяется с целью повышения контактной и усталостной прочности деталей, изготовленных из углеродистой стали. Закалка ТВЧ имеет ряд

преимуществ перед ХТО: сниженная длительность технологического цикла, уменьшение коробления деталей и сокращение расхода электроэнергии. Высокая усталостная прочность упрочненной ТВЧ поверхности определяется благоприятным распределением остаточных напряжений, однако при более сложной конфигурации, например для зубчатых колес, ступенчатых валов, повышение усталостной прочности в сильной степени зависит от радиуса кривизны галтели, марки стали, глубины слоя. При повышении содержания углерода в стали создается неблагоприятное распределение остаточных напряжений, и, как следствие, повышается склонность к образованию трещин. Закалка ТВЧ с выходом закаленного слоя у основания галтели снижает циклическую прочность на 50% по сравнению с объемной закалкой. Наличие в галтели растягивающих напряжений от обрыва закаленного ТВЧ слоя, является причиной разрушения зубчатых колес тепловозов, автомобилей, станков. Во всех случаях разрушение было усталостного характера и происходило по неупрочненной впадине, в месте концентрации напряжений в галтели. Для зубчатых колес среднего модуля (2..4 мм) применяют одновременную закалку всех зубьев. Вследствие сквозной прокаливаемости зубья имеют низкую пластичность и вязкость. В результате увеличивается контактная прочность и износостойкость зубьев, однако снижается усталостная прочность. В ремонтном производстве в условиях широкой номенклатуры и малых партий деталей применение ТВЧ не выгодно вследствие затрат на отработку технологии, изготовление инструментов и т.д. Для деталей сложной формы и труднодоступных поверхностей закалка ТВЧ, так же не всегда применима.

При закалке ТВЧ деталей жесткой конструкции, длинных валов наблюдается значительное коробление в связи с неравномерностью нагрева и охлаждения и фазовыми превращениями при образовании мартенситной структуры. Это требует трудоемких операций правки.

Кроме того большие капитальные затраты, связанные со стоимостью установки и производственной площадью для нее (по нормам 30 $м^2$), ограничивают применение ТВЧ.

Лазерная закалка. Сущность лазерной закалки заключается в том, что на обрабатываемую поверхность направляется сфокусированный луч от оптического квантового генератора (ОКТ) и вследствие локального кратковременного теплового воздействия происходят фазовые превращения в материале поверхностного слоя детали. Скорость нагрева при лазерном облучении очень высока (до 10^5 С°/сек). За очень короткое время поверхностные слои успевают нагреться до высоких температур, перегреться и расплавиться. Охлаждение осуществляется за счет теплоотвода в материал детали. Зона термического влияния (ЗТВ) у всех сталей из двух слоев из 2х слоев: первый слой - светлая полоска (белый слой) наблюдается и при других видах высокоскоростной термообработки, например электромеханической, электроннолучевой и т.д. Одной из причин появления белой полоски является насыщение поверхности азотом воздуха. Второй слой является переходным от слоя с повышенной микротвердостью к исходной структуре. Глубина и микротвердость слоев при одинаковых режимах обработки зависит от содержания углерода в сталях. Белая полоска первого слоя представляет собой мелкодисперсный бесструктурный мартенсит. Второй слой состоит из феррита и мартенсита. Такая структура характерна для доэвтектоидных сталей при неполной закалке.

Лазерная закалка один из наиболее эффективных видов лучевой технологии. Ей присущи все основные достоинства лазерной технологии. Малый удельный расход электроэнергии, низкий уровень загрязнения окружающей среды, большая гибкость в управлении и возможность упрочнения труднодоступных поверхностей. Следует указать также отсутствие коробления деталей, что позволяет использовать лазерную закалку как заключительную операцию технологического цикла и применять лазерные установки совместно с гибкими производственными системами (ГПС). Недостатками лазерной закалки являются: большие капитальные затраты вследствие дороговизны установок и сложностью их обслуживания, требование подготовки поверхности под лазерное упрочнение, вредные условия труда, связанные с особенностями работы оптических

квантовых генераторов (ионизационное излучение, яркий свет и т. д.).

Анализ существующих методов упрочнения деталей показывает, что традиционные методы, такие как цементация, азотирование не пригодны для закалки деталей в условиях малых серий и ремонтного производства. Установки для упрочнения дороги, сложны в установке и эксплуатации.[3]

Простым и эффективным методом упрочнения поверхностного слоя деталей является электромеханическая обработка (ЭМО). Создаваемый локальный нагрев облегчает деформирование металла поверхностного слоя и способствует его упрочнению и быстрому охлаждению. Обработка осуществляется на универсальных токарно-винторезных станках, подвергнутых модернизации, хорошо встраивается в технологический поток и не требует высокой квалификации исполнителя. При прохождении электрического тока через пятно контакта происходит нагрев со скоростью сотни градусов в секунду и температура может достигать 1000^0С [1]. Зона обработки постоянно охлаждается струей жидкости и скорость охлаждения нагретого объема металла составляет тысячи градусов в секунду. В результате кратковременности процесса не происходит выгорания легирующих элементов, а поверхностный слой приобретает специфическую ориентированную структуру, высокую твердость, сжимающие остаточные напряжения. Такая закалка поверхностного слоя не требует последующего отпуска. Процесс более производительный по сравнению с химико-термическими методами, в особенности для небольших партий деталей.[2]

ЛИТЕРАТУРА

1. Аскинази Б. М. Упрочнение и восстановление деталей электромеханической обработкой.— М.: Машиностроение, 1989. С. 200.
2. Аскинази Б. М. Упрочнение и восстановление деталей электромеханической обработкой. - Л.: Машиностроение, 1977. С. 183.
3. Суслов А. Г. Качество поверхностного слоя деталей машин. - М.: Машиностроение, 2000. С. 320.

РАСЧЕТ ТРАЕКТОРИИ ТРЕЩИНЫ, ВОЗНИКАЮЩЕЙ В ГРУНТЕ ВОКРУГ СКВАЖИНЫ

CALCULATION OF THE TRAJECTORY OF A CRACK THAT OCCURS IN THE GROUND AROUND THE WELL

Н.С.Пахалина[1,2] – студ., **Е.М.Морозов**[1] –д.т.н., проф.,**Ю.Г.Мавиенко**[2]- д.т.н.
[1]Национальный исследовательский ядерный университет МИФИ
[2]Институт машиноведения им. А.А.Благонравова РАН

Abstract. One of the least researched questions of the fracture process is to calculate the directions along which grow the crack. This paper deals with the applicability of the variational method to determine the development of cracks in the ground around the well under pressure. All the calculations were performed under the assumption that the medium is homogeneous and known to the state of stress in each point. The results of the trajectories of cracks in tabular form.

ВВЕДЕНИЕ

Целью данной работы являлся расчет траектории трещины, возникающей в известняковой породе вокруг скважины. Все расчеты были произведены в предположении, что среда является однородной, известны напряжения в каждой точке среды.

Рассмотрены примеры применения энергетического метода восстановления уравнения трещины в виде таблично-заданной функции в среде с известным нагруженным состоянием. Этот метод основан на поиске функции, обеспечивающей экстремум энергетического интеграла вдоль трещины. Решение ищется в предположении, что координаты одного или обоих концов известны, а также известно направление трещины вблизи одного из концов [4].

При использовании этого метода вводятся следующие допущения: не учитывается кинетика процесса и изменения напряженного состояния при появлении и развитии трещины. Релаксация напряжений, вызванная распространением трещины, приводит к тому, что, введенная далее функция $\Phi(\sigma_{ij})$, в действительности некоторым образом изменяется от точки к точке. Однако здесь это не учитывается, чтобы не усложнять задачу [1].

Аналитическое решение в рассмотренном примере затруднено из-за громоздкости уравнения Эйлера, поэтому траектория трещины найдена численно. Приведены примеры этого решения.

Основные положения вариационного принципа

Многолетние систематические наблюдения над формами трещин и изломов изделий в условиях службы и при механических испытаниях наводят на мысль о том, что траектория трещины подчиняется определенному закону: криволинейная трещина, расположенная на поверхности тела (поверхностная трещина), совпадает с геодезической линией, а поверхность излома, находящегося внутри тела (внутренняя трещина) – с обобщенной минимальной поверхностью [1]. Общеизвестный пример нахождения сразу всей траектории трещины основан на интуитивном предположении, что трещина совпадает с траекторией наименьшего главного напряжения исходного (без трещины) поля напряжений. Это положение находит свое подтверждение из опыта разрушений во многих частных случаях и практически используется при конструировании, в частности, в целях диагностики «методом хрупких покрытий». И, тем не менее, нет «теоретических» доказательств справедливости этого положения.

Помимо дискретных (дифференциальных) методов отыскания траектории процесса в «пространстве-времени», в теоретической механике рассматриваются также интегральные методы, взаимосвязанные с дифференциальными и описывающими тот же

процесс, но в другом математическом исполнении. Если встать на точку зрения, что распространение трещины представляет собой процесс механического движения ее вершины (как материальной точки) по пути, оптимальному в некотором смысле в сравнении с другими возможными путями, то мы приходим к вариационной задаче

$$\delta L = 0, \qquad L = \int_A^B \Phi\left(x, y, y'\right) ds, \tag{1}$$

в которой искомая экстремаль $y = y(x)$ есть уравнение траектории трещины, а условия на концах A и B могут быть разными в зависимости от постановки задачи [2].

В соответствии с законом сохранения энергии запишем функцию Φ в виде:

$$\Phi = 2\gamma - \tfrac{1}{2}\left(p_i^+ u_i^+ + p_i^- p_i^-\right). \tag{2}$$

Здесь $2\gamma = \gamma^+ + \gamma^-$ - удельная работа разрушения, p_i - нагрузка, действующая на поверхность трещины $p_i = -\sigma_{ji} n_j$, σ_{ij} - напряжение в сплошном теле в тех точках, где предполагается трещина (использован принцип суперпозиции для приведения внешней нагрузки к нагрузке, распределенной по поверхности трещины), n_i - нормаль к поверхности трещины, u_i - смещение на поверхности трещины от нагрузки p_i . Верхние индексы «плюс и минус» относятся к противоположным берегам трещины, по которым проводится интегрирование [2].

Если в однородном и изотропном по свойствам трещиностойкости материале полагать, что при варьировании траектории при фиксированной ее длине вариация работы разрушения равна нулю и учитывая, что $-\delta W + \delta A = \tfrac{1}{2}\delta \int_A^B \left[\left(\sigma_{ij} n_j u_i\right)^+ + \left(\sigma_{ij} n_j u_i\right)^-\right] ds$, то это выражение можно использовать для формулировки вариационного условия, в котором вариация функционала вызвана вариацией траектории трещины [3]. Тогда условие (1) перепишется в виде [3]

$$\frac{1}{2}\delta \int_A^B \left(p_i^+ u_i^+ + p_i^- u_i^-\right) ds = 0 \tag{3}$$

Траектория трещины целиком определяется видом функции $\Phi = \Phi(\sigma_{ij}(x, y))$, которую следует задавать в соответствии с классическими теориями прочности по значениям напряжений или деформаций в теле без трещины. Безусловно, этот метод не может претендовать на полное решение задачи о пути распространения трещины и его можно использовать только в качестве начального приближения. Хрупкое разрушение, как известно, описывается первой или второй теориями прочности. Поэтому на основании первой теории прочности (теория наибольших нормальных напряжений) принимаем, что $\Phi = a\sigma_1$, где $\sigma_1 = \sigma_1(x, y)$ – наибольшее главное напряжение на поверхности тела; на основании второй теории прочности (теория наибольшей относительной деформации) можно принять $\Phi = \sigma_1 - \nu(\sigma_2 + \sigma_3)$ [1]. Поиск минимума функционала $\delta F = \delta \int \Phi(x, y.y_x) = 0$ приводит к уравнению Эйлера

$$\frac{\partial \Phi}{\partial y} - \frac{d}{dx}\left(\frac{\partial \Phi}{\partial y_x}\right) = 0, \tag{4}$$

решение которого есть некоторая функция $y(x)$, обеспечивающая экстремум F.

Решение задачи рассматриваем в плоской постановке. Распределение напряжений возникающих от внешней нагрузки известно. На этой плоскости заданы линии (границы тела), между которыми располагается трещина. Ее уравнение $y = y(x)$ подлежит определению из вариационной задачи.

Итак, уравнение трещины удовлетворяет экстремуму некоторого функционала *F*:

$$\delta F = \delta \int_{s=0}^{s} f ds = \delta \int_{s=0}^{s} (2\gamma - p_i u_i) ds = 0, \qquad (5)$$

вычисленного вдоль длины трещины. В выражении (5) $ds = |ds|$ – приращение длины трещины, $ds = (dx, dy)$ ($ds = \sqrt{dx^2 + dy^2} = dx\sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2} = dx\sqrt{1 + \left(y'\right)^2}$), а γ – поверхностная плотность энергии разрушения. Считаем γ константой вдоль всей трещины и исключим из интеграла слагаемое 2γ, так как его наличие не влияет на положение экстремума [4].

Для определения связи между перемещениями точек тела и вызвавшими их напряжениями воспользуемся гипотезой Винклера [2]:

$$u_i(x, y) = k p_i(x, y) \qquad (6)$$

Тогда вариационное уравнение (5) преобразуется к виду:

$$\delta F = \delta \int_{s=0}^{s} p_i^2 ds = 0. \qquad (7)$$

Концы экстремалей могут в согласии с постановкой задачи либо проходить через наперед заданные точки $y_0(x_0)$ и $y_1(x_1)$, либо лежать на заданных линиях $\varphi(x, y)$ и $\psi(x, y)$, которые есть границы плоского тела. Напряжение на берегах трещины p_i в точках, через которые проходит искомая экстремаль $y(x)$, есть компоненты известного тензора напряжений, т.е. $p_i = \sigma_{ij} n_j$. Здесь n_i нормаль к искомой экстремали $y(x)$.

Постановка задачи

Рассматривается осесимметричная трещина, исходящая от стенки скважины по всей длине её окружности («кольцевая трещина»). Определяется ее траектория в диаметральном сечении в зависимости от глубины и диаметра скважины в известняковой породе под действием внутреннего давления. Известен тензор напряжений. Так как задача осесимметричная, то рассматриваем произвольное диаметральное сечение А-А (например, при $\theta = 0$), сведя её к «квазиплоской», рис. 1.

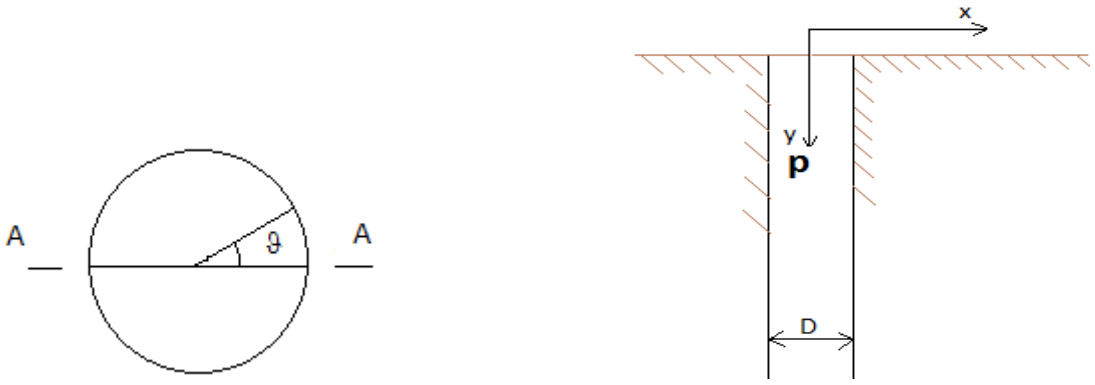


Рис.1. Скважина: а) вид сверху; б) вид в сечении А-А

Компоненты напряжения равны:

$$\underbrace{\sigma_r = -\frac{(p+\gamma_p y)a^2}{x^2}; \sigma_\theta = \frac{(p+\gamma_p y)a^2}{x^2}; \sigma_y = -y\gamma,} \quad (8)$$

где γ_p – удельный вес жидкости в скважине; γ – удельный вес грунта; a- радиус скважины.

Представим функционал в виде:

$L = \int_{s_0}^{s} \Phi(\sigma_{ij}) x\sqrt{1+(y')^2}\,dx$ [1], $\sigma^{II}_{\acute{y}\hat{e}\hat{a}} = \sigma_\theta - \nu(\sigma_r + \sigma_y).$

Подставляя начальные данные из (8) и преобразовав, найдем:

$$\sigma^{II}_{экв} = \frac{pa^2(1+\nu)}{x^2} + \frac{\gamma_p y a^2(1+\nu)}{x^2} + \nu\gamma y \quad (9)$$

Введем обозначения:

$A = pa^2(1+\nu); \quad B = \gamma_p a^2(1+\nu); \quad C = \nu\gamma$. Получаем, что $\Phi(\sigma_{ij}) = \sigma^{II}_{\acute{y}\hat{e}\hat{a}}$.

Запишем уравнение Эйлера для данного случая

$$\frac{d}{dx}F_{y'} - F_y = 0, \quad \text{где } F = \left(\frac{A}{x} + \frac{By}{x} + Cyx\right)\sqrt{1+(y')^2} \quad (10)$$

После преобразований выразим уравнение Эйлера в виде

$$y'' = \frac{\left(\frac{A}{x^2} + \frac{By}{x^2} - Cy\right)y'}{\left(\frac{A}{x} + \frac{By}{x} + Cyx\right)} - \frac{1}{1+(y')^2} + \frac{A+(y+1)(B+Cx^2)}{(A+By+Cyx^2)} \quad (11)$$

Или в компактной записи

$$y'' = f(x, y, y')$$

Так как грунт – известняковая порода, а жидкость в скважине – вода, то параметры задачи

$$\nu = 0{,}1, \quad \gamma = 19000\frac{H}{м^3}, \quad \gamma_p = 9982\frac{H}{м^3}$$

Давление взяли равным $p = 1атм = 10^5\frac{H}{м^2}$ для удобства расчетов. Решения получены при условии, что трещина начинает расти под прямым углом к поверхности тела. Использование программ для решения алгебраических задач позволяет получить его численное решение за приемлемое время и без дополнительных преобразований. В рассмотренной задаче решения получены функцией NDSolve из пакета Wolfram Research Mathematica 9.0.

Граничные условия:

$$\begin{cases} y'(x_0) = 0 \\ y(x_0) = y_0 \end{cases}$$

Численные решения проведены для различных x_0 и y_0. Уравнение трещины представлено в виде таблицы №1 , и по этим данным построены траектории (рис.2).

Таблица 1. Результаты численного расчета

	a=0.1, м				a=0.075, м				a=0.2, м		
x, м	$\Delta y, см$			x,м	$\Delta y, см$			x,м	$\Delta y, см$		
	h=20 м	h=200 м	h=1000 см		h=20 м	h=200 м	h=1000 м		h=20 м	h=200 м	h=1000 м
0.1	0	0	0	0.075	0	0	0	0.2	0	0	0
0.6	0.51	0.1	0.012	0.575	0.53	0.1	0.012	0.7	0.48	0.05	0.0110
1.1	1.78	0.2	0.038	1.075	1.82	0.2	0.039	1.2	1.74	0.18	0.036
1.6	3.67	0.4	0.076	1.575	3.72	0.4	0.077	1.7	3.66	0.37	0.075
2.1	6.2	0.6	0.13	2.075	6.25	0.6	0.127	2.2	6.25	0.63	0.126
2.6	9.4	0.9	0.187	2.575	9.43	0.9	0.188	2.7	9.52	0.94	0.189
3.1	13.3	1.3	0.261	3.075	13.32	1.3	0.262	3.2	13.5	1.32	0.264
3.6	17.94	1.7	0.378	3.575	17.94	1.7	0.348	3.7	18.3	1.77	0.352
4.1	23.38	2.2	0.433	4.075	23.36	2.2	0.447	4.2	23.8	2.27	0.453
4.6	29.69	2.8	0.558	4.575	29.64	2.8	0.557	4.7	30.3	2.85	0.566
5.1	36.95	3.4	0.681	5.075	36.86	3.4	0.680	5.2	37.7	3.48	0.691
5.6	45.27	4.1	0.817	5.575	45.15	4.1	0.816	5.7	46.2	4.18	0.83
6.1	5.48	4.9	0.966	6.075	54.63	4.9	0.964	6.2	55.9	4.95	0.98
6.6	6.57	5.7	1.13	6.575	65.48	5.7	1.125	6.7	67.0	5.78	1.14
7.1	78.24	6.6	1.30	7.075	77.95	6.6	1.30	7.2	79.9	6.69	1.319
7.6	92.73	7.5	1.48	7.575	92.37	7.5	1.484	7.7	94.7	7.66	1.508
8.1	109.6	8.6	1.69	8.075	109.2	8.6	1.683	8.2	112.5	8.7	1.709
8.6	129.6	9.7	1.89	8.575	128.9	9.7	1.189	8.7	132.5	9.81	1.924
9.1	153.4	10.8	2.12	9.075	152.6	10.8	2.119	9.2	157.1	10.99	2.151
9.6	182.4	12.1	2.36	9.575	181.4	12.1	2.356	9.7	187.1	12.25	2.391

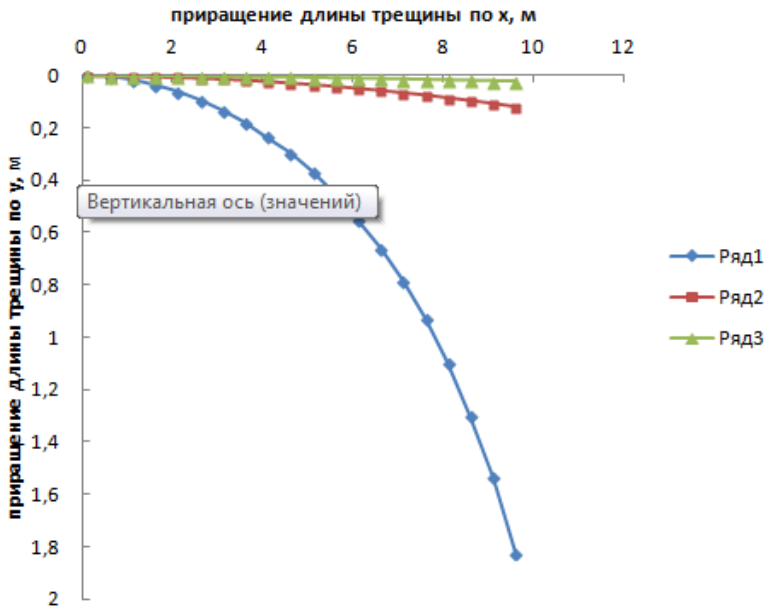


Рис.2. Траектория трещины (ряд1 –a=0,1м, h=20м; ряд2 - a=0,1м, h=200м; ряд3 - a=0,1м, h=1000м)

ВЫВОДЫ

Уравнение Эйлера даже для такой простой задачи весьма сложно для аналитического решения и анализа. На получение решения уравнения современными программами для решения задач компьютерной алгебры может уйти от нескольких минут до нескольких часов. Из таблицы видно, что для одной и той же глубины увеличение диаметра скважины незначительно отражается на длине трещины. Из рис.2 видно, что

увеличение глубины скважины оказывает меньшее влияние на траекторию трещины.

Дальнейшее совершенствование метода расчета траектории трещины должно быть связано с учетом неоднородности грунта, а также с изменением граничных условий, включая, трещину гидроразрыва.

ЛИТЕРАТУРА

1. Солнцев С.С., Морозов Е.М. Разрушение стекла. М: Машиностроение, 1978. 155с.
2. Морозов Е. М. Возможно ли отыскание траектории трещины сразу в целом? // Мировое сообщество: проблемы и пути решения. 2001. № 11. С. 27-38.
3. Партон В.З., Морозов Е.М. Механика упругопластического разрушения. М.: Наука, 1985. 504с.
4. Kirzhanov D., Matvienko Yu.G., Morozov E.M. Comparing variational criteria used to predict the path of a crack. In: Proceeding of 18th ECF "Fracture of Materials and Structures from Micro to Macro Scale, 30 Aug.-3 Sept. 2010, Dresden, Germany, pp. 1-8

КОМПЬЮТЕРНЫЕ МЕТОДЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ СТРУКТУРЫ АРМИРОВАНИЯ КОМПОЗИТНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ[1]

MODELING OF STRUCTURE OF CURVILINEAR REINFORCEMENT FOR COMPOSITE ELEMENTS

И.С.Плитов – асп., **Н.А.Татусь** – к.т.н., **А.Н.Полилов** – д.т.н., проф.
Институт машиноведения им.А.А.Благонравова РАН

Abstract. The choice of the form and structure of the reinforcement for composite element with requirements of given stiffness and uniform stresses in fibers is submitted. The iterative algorithm for the rational design of the form and reinforcement structure of shaped composite elements is developed. As an example the "constarea" beam is presented. The advantages of optimal shape compared with the traditional shape for homogeneous materials are analyzed.

На рис. 1 показана геометрия балки «констэра», в которой из двух условий: равнопрочности и сохранения площади сечения ширина $b(x)$ и высота $h(x)$ изменяются по следующим законам: $b(x) = b(0)(1-x/l_0)^{-1}$,$h(x) = h(0)(1-x/l_0)$. Полная длина балки обозначена l_0, однако, мы ограничимся изучением лишь большей ее части $l=0.9\,l_0$, что, во-первых, позволяет избежать вычислительных проблем, связанных с бесконечными размерами, а, во-вторых, исключает «тривиальный» (в смысле разориентации волокон) участок с постоянным сечением, используемый в реальных конструкциях для создания узла крепления. Для этого к концу исследуемого участка балки длины l следует приложить силу P и изгибающий момент $P\cdot l_1=0.1P\cdot l$.

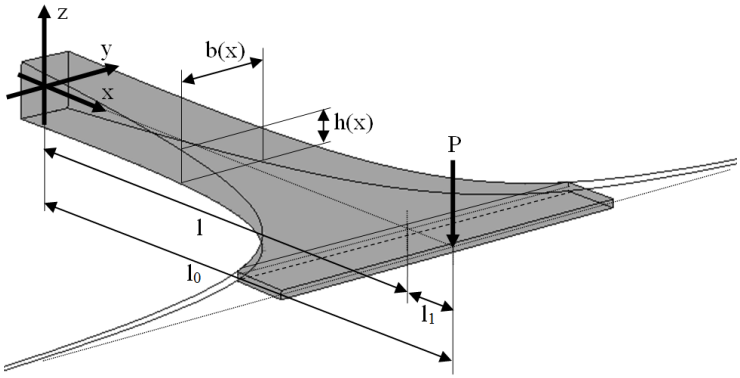


Рис.1. Расчетная схема балки равного сопротивления «констэра»

1.1. Первая модель представляет собой равномерное распределение волокон в каждом сечении по высоте и ширине [4]. К примеру, если известны изменения высоты и ширины сечения по длине и $b(x)$, а также суммарное число волокон $N_S=N_h*N_b$, где N_h, N_b – число слоев волокон по высоте и рядов по ширине, соответственно, координаты каждого волокна определяются следующим образом:

$$\begin{cases} y_{ij}(x) = \dfrac{b(x)}{2}\cdot\dfrac{2i-1-N_b}{N_b} \\ z_{ij}(x) = \dfrac{h(x)}{2}\cdot\dfrac{2j-1-N_h}{N_h} \end{cases}, \qquad (1)$$

где $i= 1, \ldots, N_b$, $j= 1, \ldots, N_h$.

Пример укладки волокон по данной модели представлен на рис.2.

К положительным сторонам данной модели можно отнести очевидную простоту ее реализации при программировании, к отрицательным - отсутствие равномерного распределения волокон, что приводит к необходимости создания алгоритма укладки

[1] Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ 12-08-00259

волокон с переплетением, т.е. с изменением значений N_h и N_b по длине балки в зависимости от отношения размеров сторон сечения $h(x)/b(x)$.

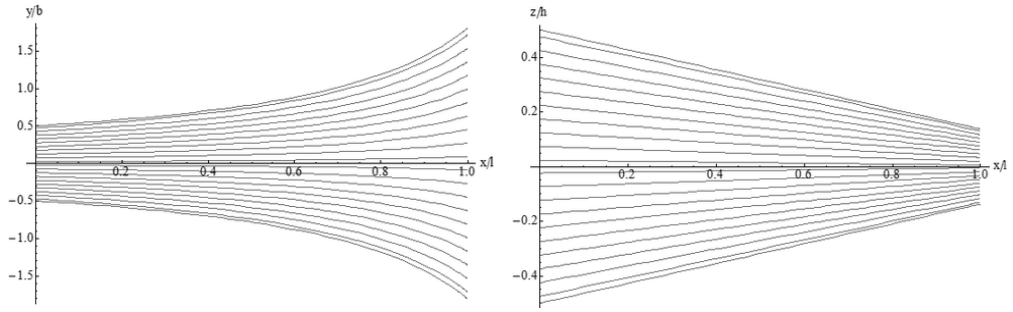


Рис. 2 Укладка волокон по первой модели

1.2. Для возможности анализа неравномерного распределения волокон по сечению при существенных изменениях его размеров была разработана вторая модель укладки волокон, включающая в себя 4 этапа.

1. Выбор координат волокон в начальном сечении $y_i(0), z_i(0)$.
2. Определение значений продольной координаты x_j^*, при которой отношения размеров поперечного сечения совпадают с отношениями числа слоёв N_{hj} и рядов N_{bj} волокон по высоте и по ширине сечения:

$$\frac{h\left(x_j^*\right)}{b\left(x_j^*\right)} = \frac{N_{hj}}{N_{bj}} \tag{2}$$

3. Заполнение сечений с координатами x_j^*, исходя из условия минимального отклонения, поочередно для каждого волокна:

$$y_i\left(x_{j-1}^*\right), z_i\left(x_{j-1}^*\right) \rightarrow$$
$$\sqrt{\left(\left(y_i\left(x_j^*\right) - y_i\left(x_{j-1}^*\right)\right)^2 + \left(z_i\left(x_j^*\right) - z_i\left(x_{j-1}^*\right)\right)^2\right)}\Bigg|_{i=1,N_\Sigma} \rightarrow \min \tag{3}$$
$$\rightarrow y_i\left(x_j^*\right), z_i\left(x_j^*\right)$$

4. Соединение с помощью сплайн-аппроксимации центров волокон в сечениях с координатами x_j^*, для нахождения аналитических выражений траекторий по всей длине балки.

Использование данной модели не дало приемлемых результатов. Оптимальные «хорошие» траектории находились лишь для части волокон, остальные же заполняли остающиеся пустоты и их траектории получались сильно переплетенными, с существенными отклонениями от основного направления и даже с возвратом назад по отношению к продольной оси балки.

Предполагаемая причина данного отрицательного результата заключается в использовании локального, а не интегрированного условия нахождения оптимальных координат волокон. Вместо поочередного использования условия (3) для каждого волокна следовало одновременно минимизировать полный функционал для всех волокон, представляющий собой сумму условий (3) для всех волокон.

Эта задача относится к разделу дискретной оптимизации, и её анализ будет предметом дальнейших исследований.

1.3. Третья модель может быть отнесена к задачам технологической механики. Моделирование волокон цилиндрами с переменной жесткостью для получения равного расстояния между центрами цилиндров было реализовано с учетом возможной технологии производства композитных балок с переменным по длине поперечным сечением – pull-forming (пултрузия с формованием). После прохождения через фильеру заготовка, состоящая из одноосно уложенных волокон, пропитанных полимерной матрицей, попадает в формующее устройство, представляющее собой жесткую форму - с

одной стороны - и податливую металлическую ленту - с другой. Лента прижимается к заготовке по всей длине, сжимая ее в заданных местах до заранее определенной высоты сечения. При этом происходит необходимое изменение геометрии с обеспечением равномерного распределения волокон по сечениям.

Процесс обжатия композитной заготовки моделировали методом конечных элементов для получения координат центров волокон при изменении размеров сечения.

В корневом сечении балки принимали равномерное распределение волокон. Попытки решения задачи на квадратной сетке укладки волокон по сечению не привели к удовлетворительным результатам, и было решено применить гексагональную модель укладки. Центры волокон соединяли стержневой системой и в центр каждого волокна помещали узел. В зависимости от расстояний между узлами они соединялись друг с другом двумя типами элементов:

$$\begin{aligned} &\rho_{ij} \le (1+\varepsilon_1)\cdot a && \text{тип 1} \\ &(1+\varepsilon_1)\cdot a < \rho_{ij} \le k\cdot a && \text{тип 2} \end{aligned} \qquad (4)$$

где $\boldsymbol{\rho_{ij}}$ – расстояние между узлами $\boldsymbol{i}$ и $\boldsymbol{j}$, $\boldsymbol{a}$ – минимальное расстояние между волокнами, $\boldsymbol{\varepsilon_1}=10^{-3}$ – принятый допуск, $\boldsymbol{k}$ – выбранный коэффициент, характеризующий податливость матрицы в процессе формования.

Тип 1 представляет собой абсолютно жесткий элемент, цель которого - обеспечивать постоянство минимального расстояния между волокнами. Тип 2 - более податливый элемент, обеспечивающий целостность конструкции за счёт влияния матрицы.

К координатам узлов добавлялось случайное начальное отклонение для обеспечения правильной работы алгоритма: узлы должны «перекатываться» друг относительно друга, в нужные моменты теряя, или наоборот, приобретая жесткие связи без существенного сжатия жестких элементов, длины которых определяют минимальное расстояние между волокнами.

На рис.3 представлен пример начальной сетки с изображением различных типов элементов. Из-за симметрии сечения рассматривается лишь его четверть. Применены также симметричные граничные условия: отсутствие вертикальных перемещений узлов на горизонтальной оси, отсутствие горизонтальных перемещений на вертикальной оси. К верхним узлам прикладываются кинематические граничные условия: заданы вертикальные перемещения, соответствующие выбранному шагу.

Задача решалась итерационно. На каждом шаге преобразовывалась матрица координат и, соответственно ей, пересчитывалась матрица жесткости для отслеживания смены типов элементов. В результате решения данной задачи получены координаты центров всех волокон по сечению в зависимости от его размеров $\boldsymbol{y_i(h)}$, $\boldsymbol{z_i(h)}$. Однако первоначально полученные траектории волокон не обладают достаточной плавностью, что особенно сильно сказывается при определении углов ориентации волокон, зависящих от производных по координатам. Поэтому перед окончательным использованием в общем алгоритме полученные координаты дополнительно сглаживались полиномами (рис. 3).

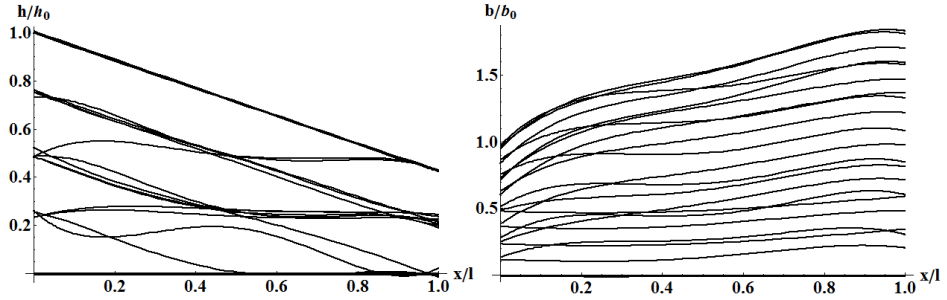


Рис. 3. Траектории волокон по ширине и по высоте для третьей модели укладки

Несмотря на неточности на начальном участке, данная модель достаточно хорошо обеспечивает равномерное распределение волокон при существенных изменениях

размеров поперечного сечения.

Очевидно, что при увеличении числа рассматриваемых волокон, а также при уменьшении шага можно получить структуру переплетающихся траекторий, более точно отражающую расположение волокон в реальных композитных элементах.

Определение эффективного модуля упругости

Для любой геометрии упругого элемента можно, используя одну из моделей укладки, определить координаты каждого волокна, дифференцируя которые можно получить углы разориентации волокон [4]. При известном расположении волокон необходимо ввести дополнительные гипотезы для определения эффективных характеристик. Для каждого волокна легко найти угол разориентации α к продольной оси:

$$tg\alpha = \frac{\sqrt{dy^2 + dz^2}}{dx} \qquad (5)$$

Причем $dy=dx*tg\alpha_1$ и $dz=dx*tg\alpha_2$ (где α_1 и α_2 – углы разориентации волокна в горизонтальной и вертикальной плоскостях, соответственно). Используя угол разориентации α, получаем значения упругих характеристик для каждого волокна, расположенного в данной точке под углом α к направлению продольной оси x.

При расчете эффективного модуля упругости при изгибе можно считать, что по высоте балки остается справедливой гипотеза плоских сечений, а по ширине балки в каждом слое выполняется условие равенства деформаций, и поэтому эффективный модуль каждого слоя получается простым усреднением (линейное правило смесей) [4].

Расчет напряжений в волокнах и критерии прочности

В качестве первого критерия прочности было выбрано максимальное растягивающее напряжение в волокнах. После определения эффективных упругих характеристик из решения задачи изгиба балки (с принятием гипотезы плоских сечений) находятся зависимости для деформаций

$$\varepsilon(x,z) = \frac{6 \cdot P \cdot (l_0 - x) \cdot z}{E_z(x) \cdot b(x) \cdot h^3(x)} \qquad (6)$$

После чего для каждого волокна определяются деформации вдоль направления волокна – $\varepsilon_i(x)=\varepsilon(z_i(x),x)*\cos^2(\alpha_i)$, и находятся растягивающие напряжения в каждом волокне – $\sigma_i(x)=E_B*\varepsilon_i(x)$. Среди этих, рассчитанных по всей длине балки, напряжений находятся максимальные растягивающие напряжения в волокне - $\sigma_{max}(x)=max(\sigma_i(x))$. Дальнейший итерационный процесс построения равнопрочной формы основан на обеспечении постоянства максимального напряжения во всех сечениях.

Разрыв волокон, описываемый первым критерием прочности (8), возникает лишь под нагрузкой, направленной почти вдоль волокон. В задачах с разориентированными волокнами необходимо использовать также другой критерий разрушения (9) для матрицы.

Учитывая направленный характер разрушения волокнистых композитов, естественно принять в качестве условия прочности некоторое предельное соотношение между нормальным и касательным напряжениями σ_n и τ_n, действующими в плоскости возможного разрушения:

$$\varphi(\sigma_n, \tau_n) = 1 \qquad (7)$$

Простейшее предположение о виде функции φ состоит в том, что она линейна. Обозначая n_1 вектор, параллельный волокнам, а n_2 - нормаль к поверхности волокна, запишем два условия:

1) разрыва волокон

$$\sigma_{n1} + m_1\tau_{n1} = c_1, \qquad (8)$$

2) разрушения матрицы или границы раздела вдоль волокон:

$$\sigma_{n2} + m_2\tau_{n2} = c_2 \qquad (9)$$

Здесь $c_1=\sigma(0)$ - прочность вдоль волокон, $c_2=\sigma(90)$ - прочность при растяжении поперек волокон. Для иллюстрации ограничимся наиболее простым случаем одноосного растяжения под углом α к волокнам. При малых углах $\alpha < \alpha^*$ происходит разрыв волокон, и согласно (8) зависимость прочности имеет вид

$$\sigma(\alpha) = \frac{c_1}{\cos^2\alpha + m_1 \sin\alpha\cos\alpha} \qquad (10)$$

При $\alpha > \alpha^*$

$$\sigma(\alpha) = \frac{c_2}{\sin^2\alpha + m_2 \sin\alpha\cos\alpha} \qquad (11)$$

Критический угол α^*, при котором происходит переход от разрыва волокон к разрушению матрицы, определяется из равенства (10) = (11), приводящего к квадратному уравнению, из которого $\alpha^* \approx arctg(c_2/(c_1 * m_2))$.

Получаемая зависимость прочности от угла между приложенной нагрузкой и направлением волокон представлена на рис.4, где приведено также изменение локального модуля упругости и отношение максимальных напряжений к прочности при постоянной деформации.

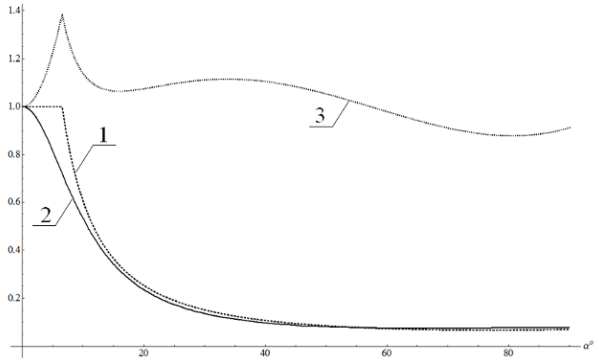


Рис. 4. 1 – Нормированная прочность в зависимости от угла между приложенной нагрузкой и направлением волокон $\sigma_0(\alpha) = \sigma(\alpha)/\sigma(0)$; 2 – изменение нормированного модуля $E_0(\alpha) = E(\alpha)/E(0)$; 3 - критерий равнопрочности $\sigma_0 / E_0 \approx const$.

Итерационный процесс уточнения формы балки и траекторий волокон для обеспечения их равнонапряженности

Ввиду невозможности аналитического определения зависимостей напряжений в балке от её формы задача решалась численно и итерационно. Основные этапы решения задачи представлены в таблице.

Первый этап - задание исходных данных: свойств волокон и матрицы, диаметра и числа «волокон», размеров корневого сечения.

Выбирается начальное приближение зависимости высоты поперечного сечения от x: $h_0(x)$. Ширина $b_0(x)$ однозначно определяется из условия постоянства площади поперечного сечения.

По выбранной модели находится укладка всех волокон. В итоге становятся известными координаты каждого волокна $z_i(x)$, $y_i(x)$, которые используются для определения угла разориентации волокон α и для дальнейшей оценки эффективного упругого модуля, который используется при вычислении деформаций по гипотезе плоских сечений. Через деформации рассчитываются напряжения, с помощью которых определяют, так называемую, «функцию изменения».

«Функция изменения высоты» $f_c(x)$ – безразмерная функция, зависящая от выбранного критерия прочности, используемая для уточнения высоты сечения при следующей итерации:

$$h_1(x) = h_0(x) \cdot f_c(x) \qquad (12)$$

Для критерия прочности по максимальному растягивающему напряжению в

волокнах «функция изменения высоты» записывается в виде:

$$f_c(x) = \left(\frac{\sigma_{\max}(x)}{\sigma_{\max}(0)} \right)^m , \qquad (13)$$

где $\boldsymbol{m}$ – параметр влияния (обычно меньше 1), служащий для обеспечения плавности изменения высоты сечения между итерациями, $\boldsymbol{\sigma_{max}(x)}$ – максимальное растягивающее напряжение в волокнах в сечении с координатой $\boldsymbol{x}$, $\boldsymbol{\sigma_{max}(0)}$ – максимальное растягивающие напряжение в волокнах в корневом сечении.

Для критериев прочности (8), (9), учитывающих направленный характер разрушения, «функция изменения высоты» записывается следующим образом:

$$f_c(x) = \left(\frac{\max\left(\left. \frac{\sigma_i(x)}{\sigma_a(\alpha_i(x))} \right|_i \right)}{\max\left(\left. \frac{\sigma_i(0)}{\sigma_a(\alpha_i(0))} \right|_i \right)} \right)^m , \qquad (14)$$

где $\boldsymbol{\sigma_i(x)}$ – нормальное напряжение в монослое с номером $\boldsymbol{i}$, $\boldsymbol{\sigma_a(\alpha_i(x))}$ – допустимое нормальное напряжение при угле разориентации $\boldsymbol{\alpha_i(x)}$, $\boldsymbol{\sigma_i(0)}$ – нормальное напряжение в корневом сечении $\boldsymbol{i}$ –го монослоя.

Итерационное решение завершается при обеспечении заданной однородности «функции изменения высоты»: $\boldsymbol{A=max(f_c(z))-min(f_c(z))\leq \varepsilon}$.

После каждой итерации функция изменения используется для принятия решения о завершении или продолжении цикла.

Эффект оптимизации формы и структуры

Полученные результаты определения формы равнопрочной балки показывают необходимость учета разориентации волокон при проектировании изделий из КМ с криволинейной укладкой. Доказательством этого являются существенные различия между формами равнопрочных балок с учетом и без учета влияния разориентации при равных жесткостях и уровнях максимальных напряжений

ВЫВОДЫ

Разработанные алгоритмы позволяют построить оптимальную форму балочного элемента и оптимизировать криволинейную структуру армирования, которая может быть реализована с развитием CAM-технологий (computer-aided-manufacturing). Разработка методов проектирования и создания композитных конструкций с криволинейным армированием является перспективной задачей, решение которой может привести как к значительному увеличению эффективности использования композитов, так и к решению проблемы крепления композитных деталей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Claus Mattheck, Design of Nature: Learning from Trees, Springer, 1998, 276
2. Полилов А.Н., Татусь Н.А., Шабалин В.В. Особенности проектирования упругих элементов в виде профилированных композитных балок//Проблемы машиностроения и надежности машин, 2011, № 6, с. 34-41.
3. Shahriar Setoodeh, Zafer Gürdal Design of Composite Layers with Curvilinear Fiber Paths Using Cellular Automata, 44th AIAA/ASME/ASCE/AHS Structures, 7-10 April 2003, Norfolk, Virginia.
4. Полилов А.Н., Татусь Н.А., ПлитовИ.С. Оценка влияния разориентации волокон на жесткость и прочность профилированных композитных элементов// Проблемы машиностроения и надежности машин, 2013, № 5, (в печати).
5. Полилов А.Н., Татусь Н.А. Критерии прочности полимерных волокнистых композитов, описывающие некоторые экспериментально наблюдаемые эффекты// Проблемы машиностроения и автоматизации, 2008, № 3, с. 103-110.
6. Полилов А.Н., Татусь Н.А. Экспериментальное обоснование критериев прочности волокнистых композитов, проявляющих направленный характер разрушения// «Вестник ПНИПУ. Механика», 2012, № 2, с. 140-166.

ИСПЫТАНИЕ НА РАСТЯЖЕНИЕ БИОКОМПОЗИТОВ С КРИВОЛИНЕЙНЫМ АРМИРОВАНИЕМ[1]

TENSILE TESTING OF BIOCOMPOSITES WITH CURVILINEAR REINFORCEMENT

Т.П. Плугатарь – асп., **А.М. Кокуров** – асп., м.н.с, **А.В. Малахов** – м.н.с.
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

Abstract. This paper describes an experimental research of biocomposites by means of tensile testing. The samples of wood consider as biocomposite.

ВВЕДЕНИЕ

В ходе эволюции природные организмы наилучшим образом приспособились к окружающей среде. Их внутренняя структура и геометрическая форма идеально подстраиваются под различные типы нагрузок: ветровые, весовые, искусственные и т.д.

В ряде научных публикаций [1-3] предпринимаются попытки скопировать внутреннюю структуру армирования различных биологических организмов (американский омар, японский жук, древесина), а именно, порядок укладки слоев и криволинейные траектории армирования. Так, в [1] рассматривается геликоидальная укладка волокон членистоногих с целью создания подобных искусственных структур из углепластика. В [2-3] исследуется криволинейная структура армирования в древесине. Показано, что траектории волокон, которые совпадают с линиями главных напряжений, для пластины с отверстием качественно схожи с внутренней структурой древесины в зоне сучка. Для пластины с отверстием, имеющей такое распределение волокон, в [4] приведены результаты расчета. Продемонстрировано, что коэффициент концентрации напряжений вдоль волокон снижается с 7 до 4. В [5] использовалась другая криволинейная структура армирования. Показано, что если укладывать волокна вдоль линий тока идеальной жидкости, то коэффициент концентрации снизится с 7 до 3.7. В данных исследованиях видно, что криволинейная структура армирования представляет большой интерес для дальнейшего изучения.

МАТЕРИАЛЫ И ЭКСПЕРИМЕНТ

В настоящей статье представлено экспериментальное исследование поведения биокомпозитов с криволинейным армированием. В качестве биокомпозитов рассмотрены образцы из массива сосны. В представленной статье исследуется прочность образов, обладающих однородной (образец без сучка) и неоднородной (образец с сучком) структурами армирования.

Образцы

Свойства древесины вдоль ее ствола сильно изменяются, как по высоте, так и по толщине. Для того, чтобы свести к минимуму разброс механических характеристик древесины, используется следующая схема изготовления образцов. Из одной доски вырезаются 2 заготовки, как показано на рис.1. Таким образом, объемная доля волокон для этих образцов одинакова. Далее из этих заготовок получаем образцы с соответствующими размерами (рис.2). Следовательно, имеется 2 образца, у которых различная структура армирования:

[1] *Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (гранты № мол_а 12-08-31323, № 12-08-00259-а)*

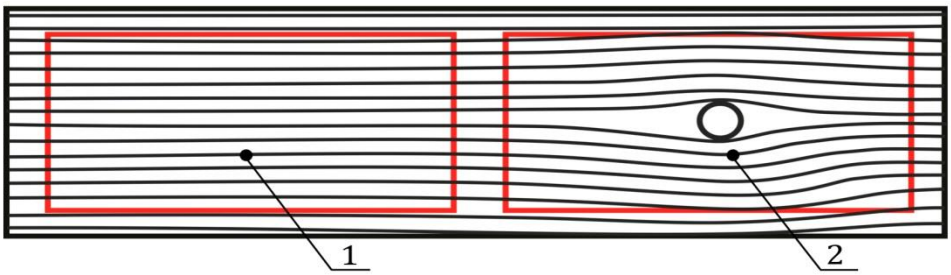


Рис.1. 1 – образец без сучка, 2 – образец с сучком

1) Образец с прямолинейной структурой армированием (без сучка);

2) Образец с криволинейной структурой армированием (с сучком).

Отметим, что сучок удаляется из образца, а в образце с однородной структурой армирования высверливается отверстие, равное диаметру сучка. В итоге получаем образцы с одинаковым концентратором напряжений и объемной долей волокон. Размеры образцов указаны в миллиметрах (рис.2). Два образца из одной доски соответствуют одной партии образов.

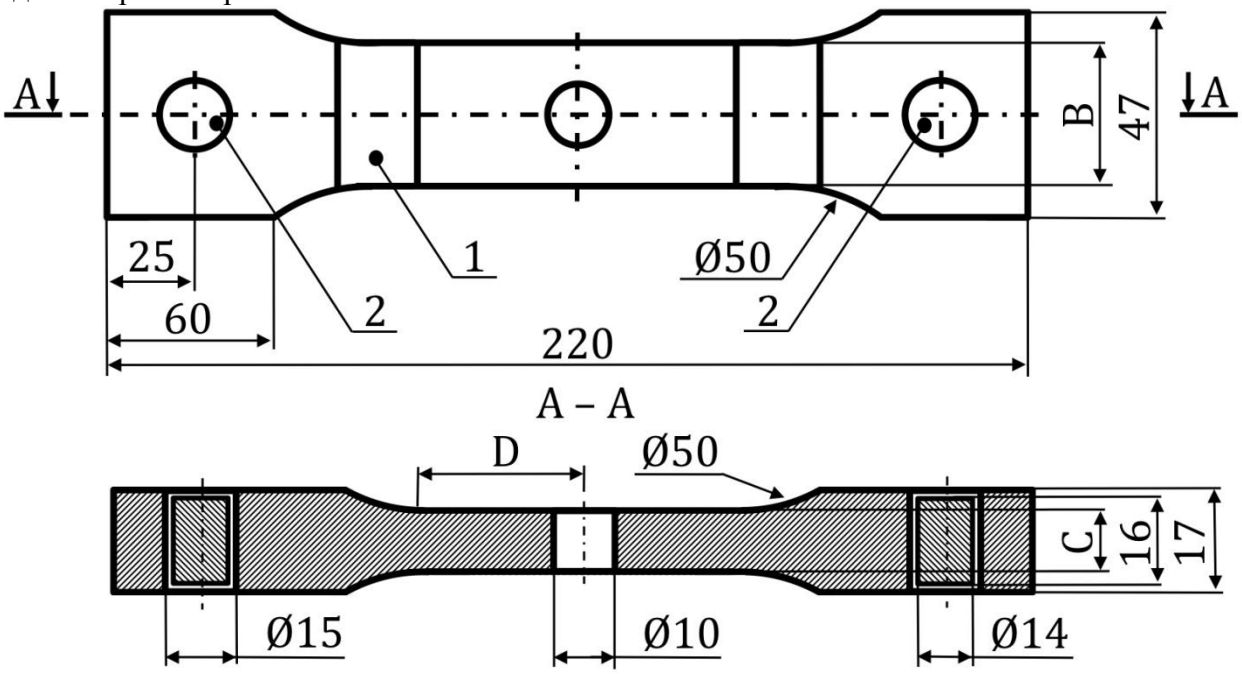


Рис.2. 1 – образец из массива сосны, 2 – стальные вставки

Эксперимент

Испытания проводились на универсальной электромеханической испытательной машине «Instron 6025». Для исключения разрушения в зоне самозатягивающихся захватов использовались стальные вставки в виде цилиндров (рис.2). Полученные образцы из массива сосны испытывались на растяжение до полного их разрушения.

РЕЗУЛЬТАТЫ

В таблице 1 и на рис.3,4 представлены результаты испытаний двух типов образцов. На диаграмме растяжения (рис.3) видно влияние захватов. Данный участок соответствует удлинению 0÷1 (мм). Это связано с тем, что разница между толщиной образцов и длиной стальных вставок составляет 1 (мм). Показано, что предел прочности для неоднородных образцов (с сучком) сильно зависит от размера D. Чем больше этот размер, тем менее прочным является образец. Продемонстрировано, что при D=0, предел прочности для образца с сучком выше на 11% по сравнению с образцом, имеющем прямолинейное армирование. Также можно наблюдать, что трещина в образце №4 не проходит через отверстие, т.е. данный образец можно считать равнопрочным (рис.4,в).

Таблица 1. Результаты эксперимента

№ образца	Вид образца	B (мм)	C (мм)	Диаметр отверстия (мм)	D (мм)	Нагрузка при разрушении (кН)	Предел прочности (МПа)	Партия
1	с сучком	30.5	4	10	40	4.2	51.2	1
2	с сучком	30	4.1	10	10	6.54	79.8	2
3	без сучка	30	4.2	10	10	8.31	98.9	2
4	с сучком	32.5	4.1	10	0	8.13	88.1	3
5	без сучка	30	4	10	0	6.35	79.4	3

ОБСУЖДЕНИЕ

На рис.4 видно, что образцы имеют различные механизмы разрушения. Так, для образца №1 механизмом разрушения является расслаивание, в то время как для образцов №4 и №5 - разрушение волокон. Эти различия в разрушении напрямую связаны с технологическим операциями (фрезерование, сверление). Данный эффект можно показать на рис.5. Так как структура армирования древесины неоднородна как по высоте, так и по толщине, то видно, что у части волокон происходит их разрушение при фрезеровании (область 2, рис.5). Таким образом, не на все волокна передается нагрузка, а только на волокна, находящиеся в области 1 (рис.5). Этим и объясняется, почему предел прочности для неоднородных образцов (с сучком) снижается при увеличении размера D. Влияние неоднородной структуры армирования по толщине можно свести к минимуму, если задать D=0 (рис.2).

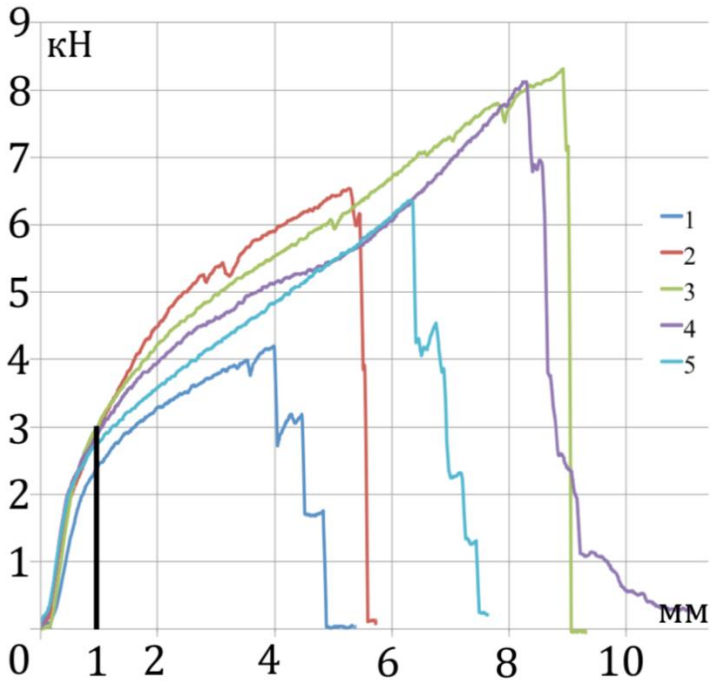


Рис.3. Диаграмма растяжения 1 – образец 1; 2 – образец 2; 3 – образец 3; 4 – образец 4; 5 – образец 5.

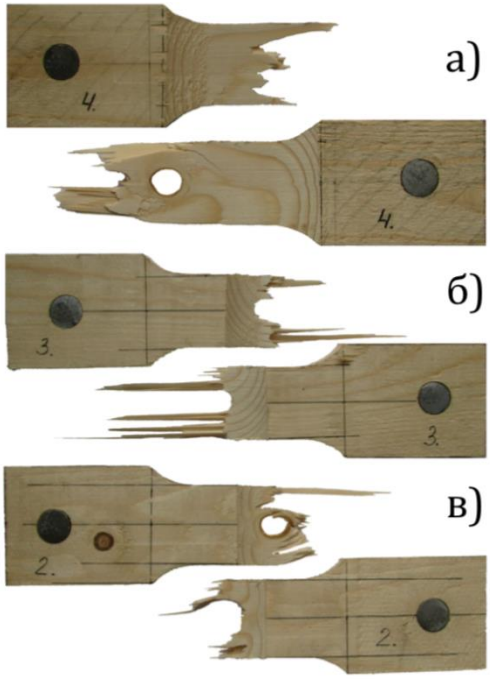


Рис.4. Разрушение образцов а – образец 1; б – образец 5; в – образец 4.

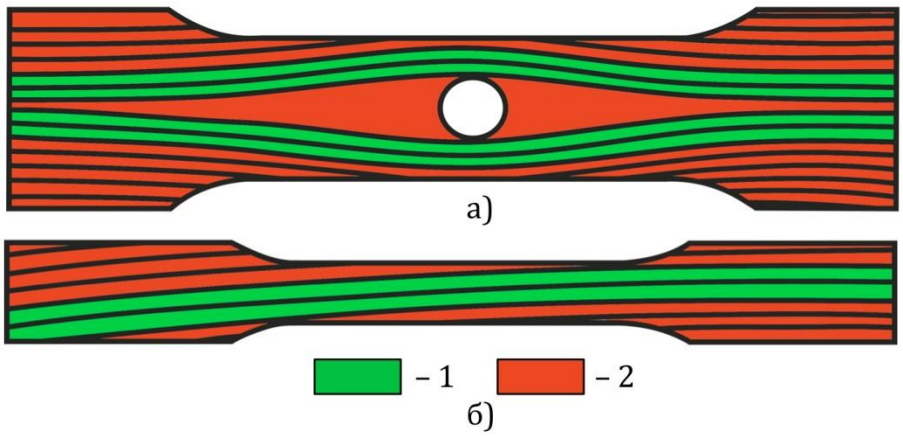


Рис.5. Неоднородная структура армирования (а – по длине, б – по высоте)

В данном виде испытаний не удалось свести к минимуму разрушение волокон при фрезеровании вдоль длины образцов с неоднородным армированием, т.к. вся нагрузка от захватов передается на образец только через трение. Сила трения в данном эксперименте составила 7.7 (кН). Однако, с помощью наждачной бумаги ее удалось повысить на 44.2%. Предел прочности сосны составляет 100 (МПа) [6]. Получается, что для того, чтобы довести образец до разрушения, максимальная площадь в месте концентрации напряжений должна составлять 111 ($мм^2$). В данных образцах эта площадь составляет 80÷92.3 ($мм^2$). Следовательно, возможности увеличить ширину образов нет. Т.е. получается, что лучшим выходом из данной ситуации будет изготовление специальных захватов, которые смогут передать большую силу трения. Таким образом очевидно, что реальная прочность образцов с сучками выше, чем получена в этом исследовании.

ВЫВОДЫ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Показано, что у образцов с сучком выше несущая способность, чем у образцов с прямолинейным армированием. При этом, реальный предел прочности для образцов с неоднородным армированием на данный момент найти не удалось из-за проблемы с захватами. Было продемонстрировано, что трещина в образце с сучком (№4) проходит мимо отверстия, что говорит о равнопрочности этого образца. Данные испытания показывают, что увеличить прочность в композитных структурах можно именно с помощью криволинейного армирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Cheng L., Thomas A., Glancey J.L., Karlsson A.M. Mechanical Behavior of Bio-inspired Laminated Composites // Composites: Part A, 2011, vol. 42, № 2, p. 211-220
2. Mattheck C. Design in Nature: Learning from Trees. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1998, 276 p.
3. Малахов А.В., Полилов А.Н. Построение траекторий волокон, огибающих отверстие, и их сравнение со структурой древесины в зоне сучка // Проблемы машиностроения и надежности машин, 2013, №4, с. 57-62.
4. Hyer M.W., Lee H.H. The Use of Curvilinear Fiber Format to Improve Buckling Resistance of Composite Plates with Central Circular Holes // Composite Structures, 1991, vol. 18, No 3, p. 239–261.
5. Hermanson J. A Finite Element Analysis of the Influenced of Curvilinear Orthotropy on the State of Stress in a Plate with a Hole, MS Thesis, University of Washington, 1992.
6. DIN 68364 - Kennwerte von Holzarten - Rohdichte, Elastizitätsmodul und Festigkeiten. Mai 2005.

СОВМЕСТНОЕ ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ СПЕКЛ-ИНТЕРФЕРОМЕТРИИ И КОРРЕЛЯЦИИ ЦИФРОВЫХ ИЗОБРАЖЕНИЙ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ОБРАЗЦОВ С КОНЦЕНТРАТОРОМ ПРИ ИСПЫТАНИИ ИХ НА МАЛОЦИКЛОВУЮ УСТАЛОСТЬ

THE COMBINED APPLICATION OF SPECKLE INTERFEROMETRY AND DIGITAL IMAGE CORRELATION TO INVESTIGATION SPECIMENS WITH A CONCENTRATOR WHEN TESTED LOW-CYCLIC FATIGUE

Т.П. Плугатарь – асп., **С.М. Усов** – асп

Abstract. In this paper discusses the application of two non-contact methods of speckle interferometry and digital image correlation to investigation specimens with a concentrator when tested in low-cycle fatigue. A positive aspect of the combined use of these two methods is different sensitivity and range of measurements.

В настоящей работе рассматриваются методические подходы к исследованию напряженно-деформированного состояния в образцах с концентратором с использованием бесконтактных оптических методов измерений. Основной особенностью предлагаемой методики является совместное использование двух таких методов, а именно электронно цифровой спекл-интерферометрии (ЭЦСИ) [1] и метода корреляции цифровых изображений (КЦИ) [2]. Преимуществом такого совмещения является расширение общего диапазона измерений. В этой связи нужно отметить, что верхняя граница диапазона измерений перемещений этим методом принципиально ограничивается величиной, сопоставимой с поперечными размерами оптических спеклов, то есть составляет ~ 20 мкм. При превышении данного уровня происходит, так называемая, необратимая декорреляция спекл-структур, и какие-либо измерения становятся невозможными. Поэтому в ряде случаев целесообразно дополнительно использовать метод КЦИ, позволяющий регистрировать достаточно большие перемещения, но, однако, с меньшей точностью.

Измерительная система, позволяющая реализовать измерения обоими указанными методами, использовалась в ходе испытаний материалов на малоцикловую усталость. Испытанию в условиях циклического нагружения подлежали образцы с концентратором в виде круглого отверстия, изготовленные из авиационных алюминиевых сплавов.

Исследования проводились на сервогидравлической испытательной машине INOVA. Циклические испытания осуществлялись при отношении максимальной нагрузки к минимальной, равном 0,1. Частота циклирования равнялась 5Гц. После заданного числа циклов осуществлялась запись спекл-интерферограмм и цифровых изображений используемых в методе КЦИ накопленных остаточных перемещений, характеризующих приращение пластических деформаций в окрестности отверстия-концентратора. при этом методом КЦИ регистрировались поля перемещений с одной стороны плоского образца, а с помощью ЭЦСИ с противоположной. Общий вид измерительной системы представлен на рисунке 1. Обработку картин КЦИ производилась в программе Vic-2D.

Выход на номинальный режим циклирования осуществлялся в процессе нескольких предварительных циклов с постепенно увеличивающейся максимальной нагрузкой. В ходе испцытаний методом ЭЦСИ регистрировались приращения остаточных деформаций в зоне концентратора, а с помощью КЦИ - максимальные упруго-пластические деформации в каждом цикле. Отметим, что при достижении остаточных деформаций достаточного уровня соответствующие поля перемещений могли быть зарегистрированы КЦИ.

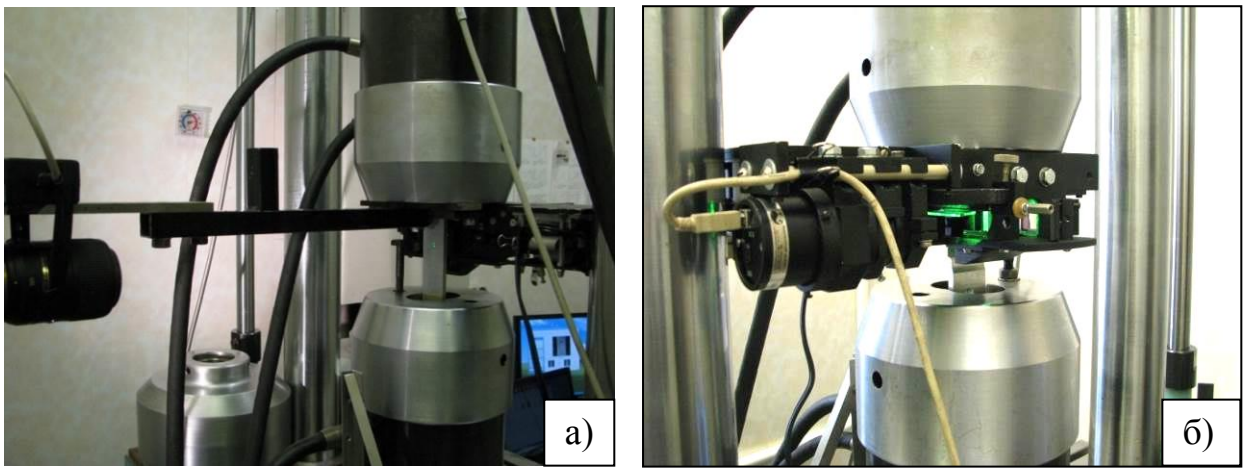


Рис. 1 Общий вид системы: а-камера для сьемки КЦИ закрепленная на верхнем неподвижном захвате, б-интерферометр, закрепленный на верхнем неподвижном захвате

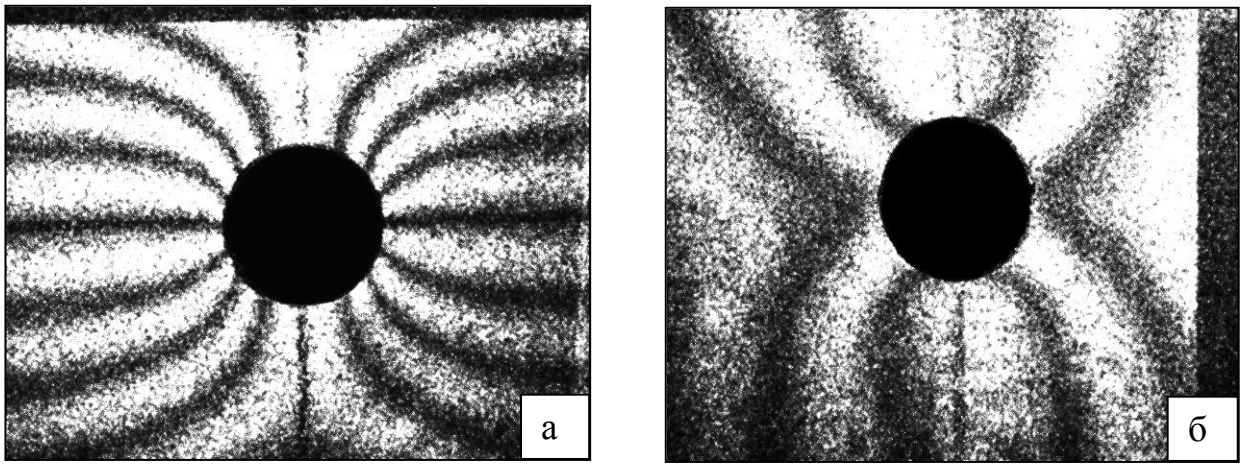


Рис. 2 Упругие перемещения в зоне концентратора при малом приращении нагрузки: а) продольные; б) поперечные

Ниже представлены характерные результаты, полученные обоим методами. На рисунке 2,3 представлены типичные картины упругого деформирования.

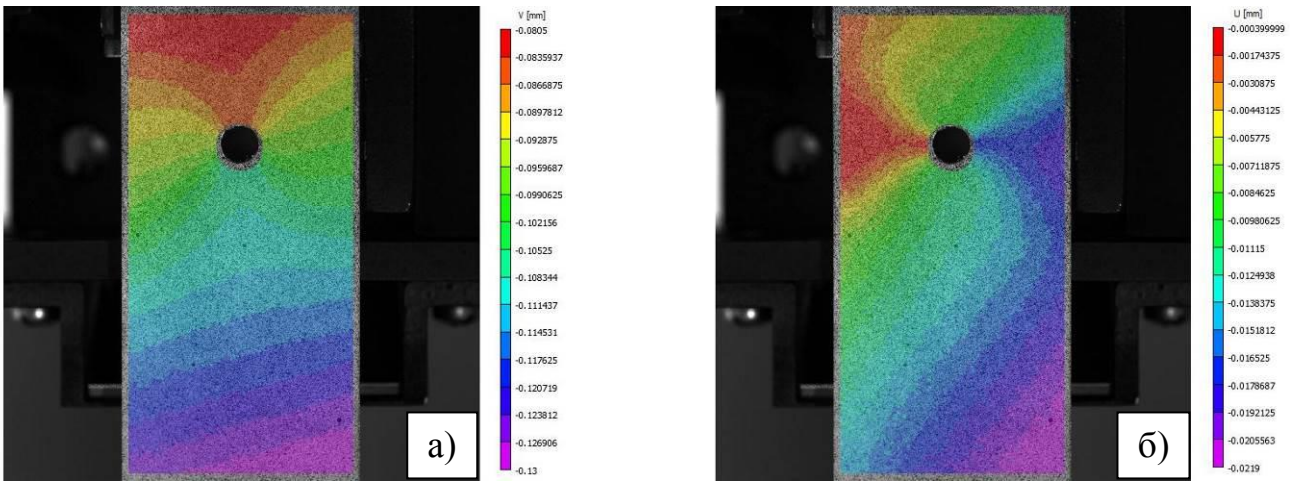


Рис. 3 Упругие перемещения в зоне концентратора при значительном приращении нагрузки полученные методом КЦИ: а) продольные; б) поперечные

На рисунке 4 отражены картины остаточных перемещений за несколько циклов

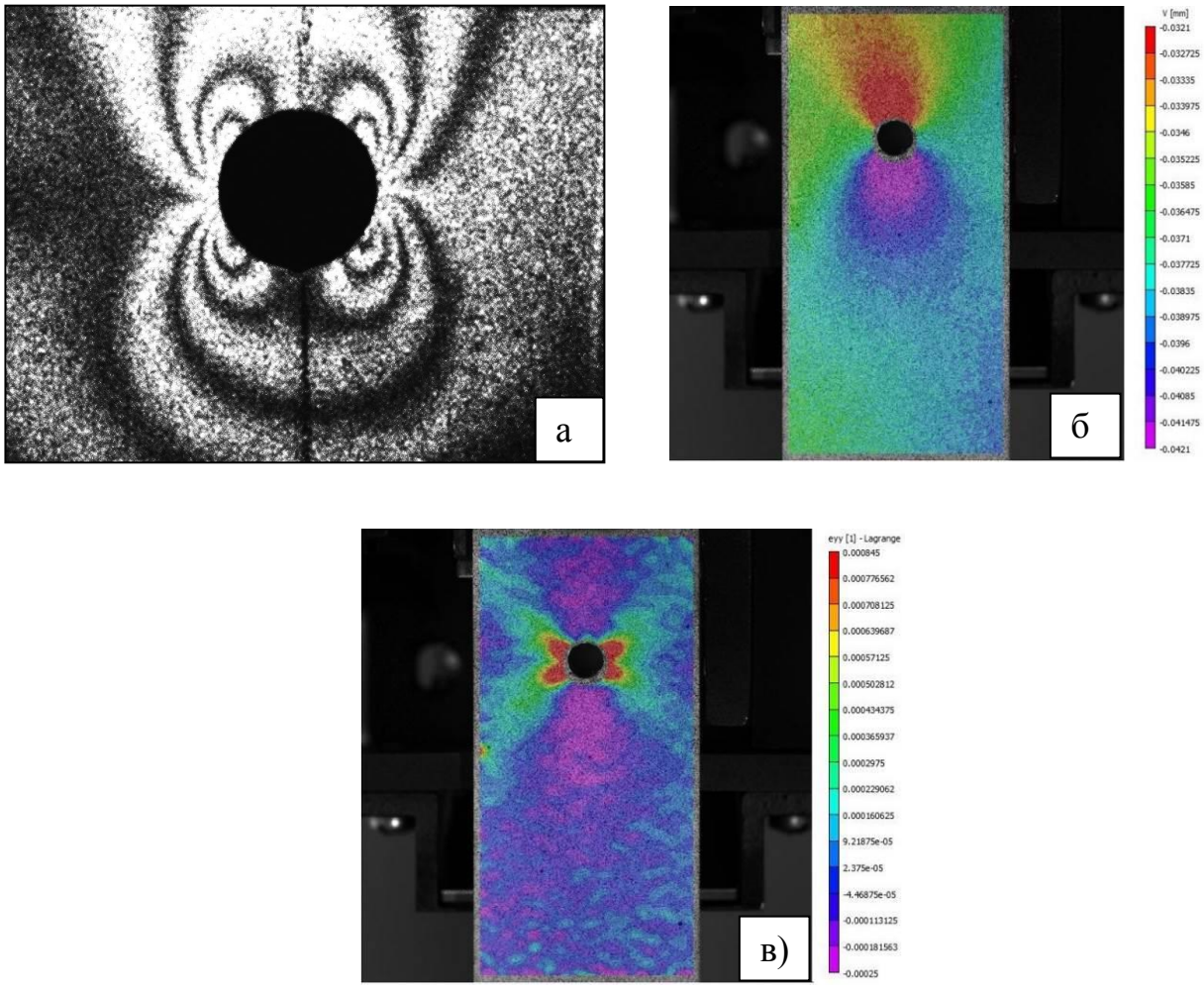


Рис. 4 Остаточные перемещения в зоне концентратора за несколько циклов: а) спеклограмма продольных полей перемещений; б) продольные поля перемещений полученные методом КЦИ; в)продольные деформации полученные методом КЦИ

На рисунке 5 изображены картины полей при накоплении деформации.

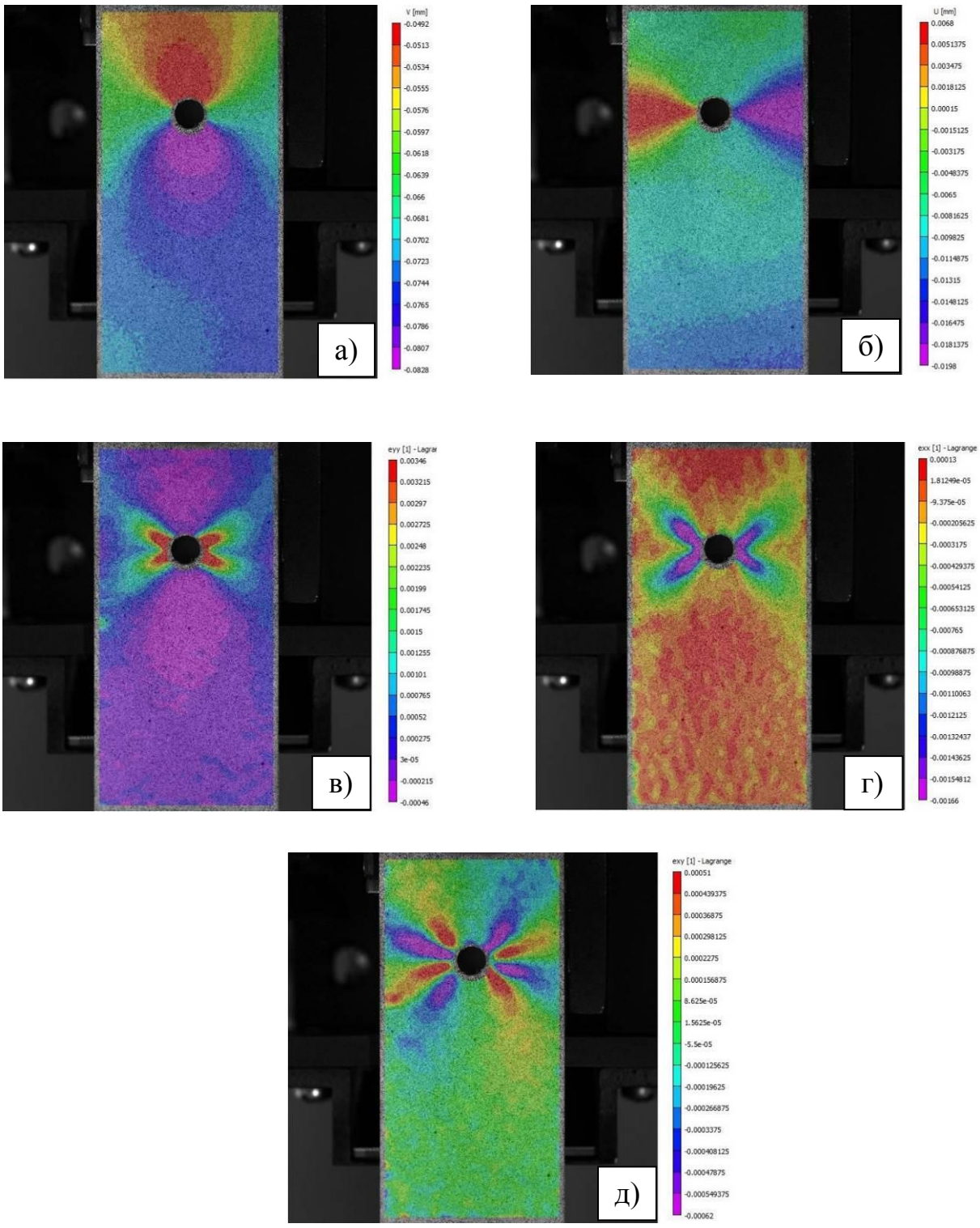


Рис. 5 Картины полей перемещений и деформаций, характеризующих накопление пластических деформаций в образце при циклическом нагружении полученные методом КЦИ (12000 циклов нагружения)
а) продольные поля перемещений; б)поперечные поля перемещений; в) продольные деформации; г) поперечные деформации; д) сдвиговые деформации

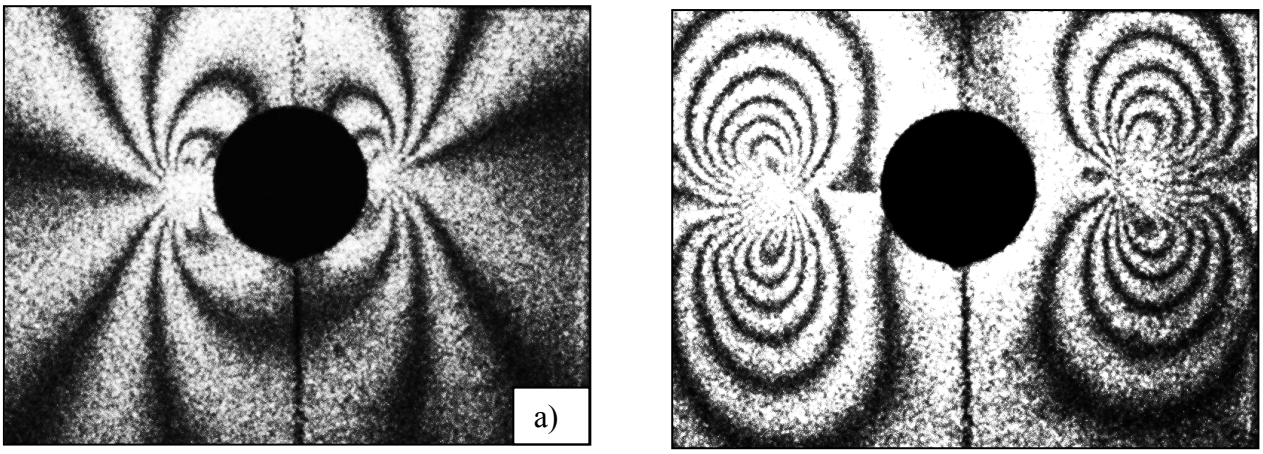


Рис. 6 Интерферограммы полей продольных остаточных перемещений U, при наличии усталостных трещин:
а) момент появления; б) на стадии развития.

Выполненные исследования показывают перспективность данного метода для определения НДС в условиях переменных нагрузок. Вместе с тем, следует отметить необходимость дальнейшего развития как аппаратной части для получения первичной экспериментальной информации, так и математических подходов для расширенной интерпретации этой информации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Разумовский И.А. Интерференционно-оптические методы механики деформируемого твердого тела. – М.: Изд. МГТУ. 2007. – 240 с.
2 Sutton M.A., Orteu J., Schreier H.W. Image correlation for shape, motion and deformation measurements: basic concepts, theory and applications. Springer, 2009, 321 p.

ПРОВЕРКА АДЕКВАТНОСТИ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ АВТОМОБИЛЯ С ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКИМИ ПОДВЕСКАМИ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ДОРОЖНЫХ ИСПЫТАНИЙ

VERIFICATION OF ADEQUACY OF DYNAMIC MODEL CAR WITH HYDROPNEUMATIC SUSPENSIONS TO RESULTS OF ROAD TESTS

Ю.А. Поляков[1] – к.т.н., доц., **А.С. Горобцов**[2] **–** д.т.н., **С.К. Карцов**[3] – д.т.н., проф.
[1]Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС» (НИТУ «МИСиС»)
[2]Волгоградский государственный технический университет (ВолгГТУ)
[3]Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДГТУ)

Abstract. The problem of optimization parameters of independent hydropneumatic suspensions of all-terrain vehicles is actual. For realization identification research of vibration loading of construction on vertical accelerations the spatial model of GAZ-29651 is built.

Verification of adequacy of dynamic model is executed on results road tests. Quality accordance of calculation and experimental spectrums of vertical accelerations of characteristic points of construction is set at motion on random external road forcing. It allows to use the indicated model for realization of further calculations.

Повышение эффективности решения задач, связанных с необходимостью совершенствования виброзащитных систем современных автотранспортных средств, неразрывно связано с необходимостью поиска новых технических решений, позволяющих широко использовать преимущества гидропневматических подвесок, к которым следует отнести нелинейность характеристики; компактность, обусловленную высоким давлением газа и объединением в одном узле упругого элемента и амортизатора; возможность регулирования высоты кузова над полотном дороги, а также управления жесткостными и демпфирующими характеристиками подвески непосредственно в процессе движения автомобиля.

Отличительной особенностью данной работы является постановка задачи в расширенной трактовке, что предполагает отказ от гипотезы малых перемещений тел, традиционно используемой при подобных расчетах, и позволяет осуществить достаточно полный учет в расчетной схеме автомобиля геометрической нелинейности движения элементов конструкции на базе дифференциально-алгебраических уравнений больших движений тел [1]. Под большими движениями здесь подразумевается общепринятый термин, означающий точное описание в уравнениях динамики угловой ориентации тела, без использования допущения о малости углов поворота.

Рассматривается многомассовая динамическая модель автомобиля повышенной проходимости с адаптивными гидропневматическими подвесками колес, учитывающая специфику кинематики элементов независимых подвесок и соответствующих упруго-демпфирующих связей (рис. 1). Исследования динамики автомобиля проводились с помощью системы моделирования ФРУНД [1, 2].

Все тела приняты абсолютно твердыми. Работа трансмиссии не учитывается, поэтому раздаточная коробка и соответствующие карданные валы в модели отсутствуют.

Динамическая модель рассматриваемого автомобиля содержит раму, кабину, фургонный кузов, силовой агрегат, направляющий аппарат подвески, элементы рулевого управления, колеса, связанные между собой соединительными элементами.

Кабина жестко крепится к раме в шести точках, кузов – в восьми точках. Продольно расположенный двигатель с коробкой передач в сборе установлен на раме на двух передних и двух задних виброизоляторах, имеющих одинаковые жесткостные и демпфирующие характеристики.

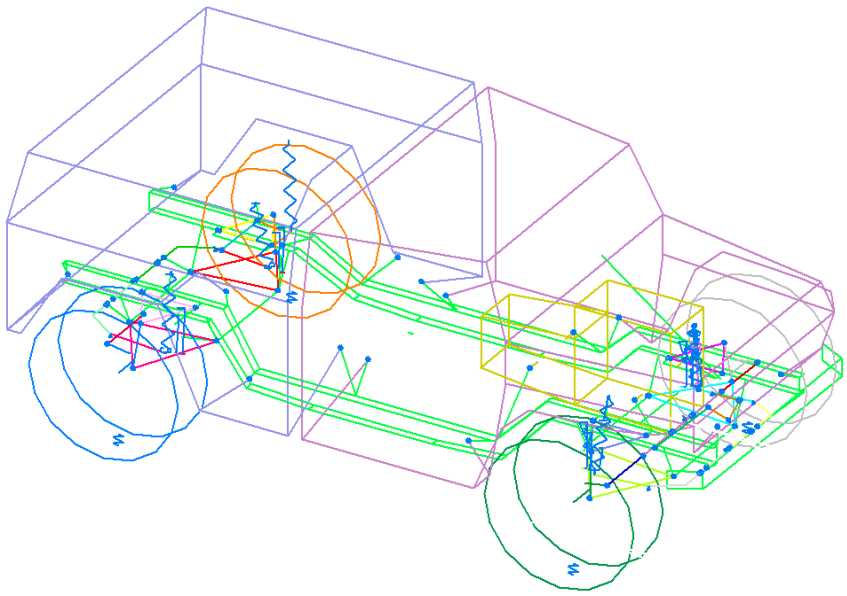


Рис. 1. Динамическая модель автомобиля с гидропневматическими подвесками колес

Особое внимание уделено независимым гидропневматическим подвескам колес (рис. 2). Направляющий аппарат подвески каждого из колес представлен двумя рычагами, качающимися в поперечной плоскости. Каждый верхний рычаг имеет V-образную форму, причем головки его крепления расположены в вершинах соответствующего треугольника. В отличие от верхнего, нижний рычаг подвески каждого колеса ∀ -образной конфигурации снабжен осью для шарнирного подсоединения к ней нижней головки крепления гидропневматического упругого элемента.

Две головки в основании рычага с помощью сайлент-блоков крепятся шарнирно к кронштейнам рамы. Чтобы подчеркнуть, что они имеют одну общую ось качания, в модели автомобиля каждый рычаг выполнен треугольным. Что касается головки в вершине рычага, то в составе передней подвески она шарнирно подсоединяется к цапфе поворотного кулака, который, в свою очередь, жестко крепится к ступице колеса. В конструкции задней подвески указанная головка рычага крепится шарнирно к цапфе ступицы заднего колеса.

Таким образом, в разработанной модели удается учитывать особенности конфигурации направляющих рычагов и их крепления, что позволяет принимать во внимание особенности их кинематики.

Обеспечение противодействия поперечным кренам автомобиля достигается включением в состав модели переднего и заднего стабилизаторов поперечной устойчивости. Каждый из них представляется состоящим из двух половин, соединенных элементом с заданной крутильной жесткостью. Концевая часть каждой из таких половин с помощью серьги шарнирно подсоединяется к нижнему рычагу подвески, а средняя часть крепится через резиновые подушки к кронштейну рамы автомобиля.

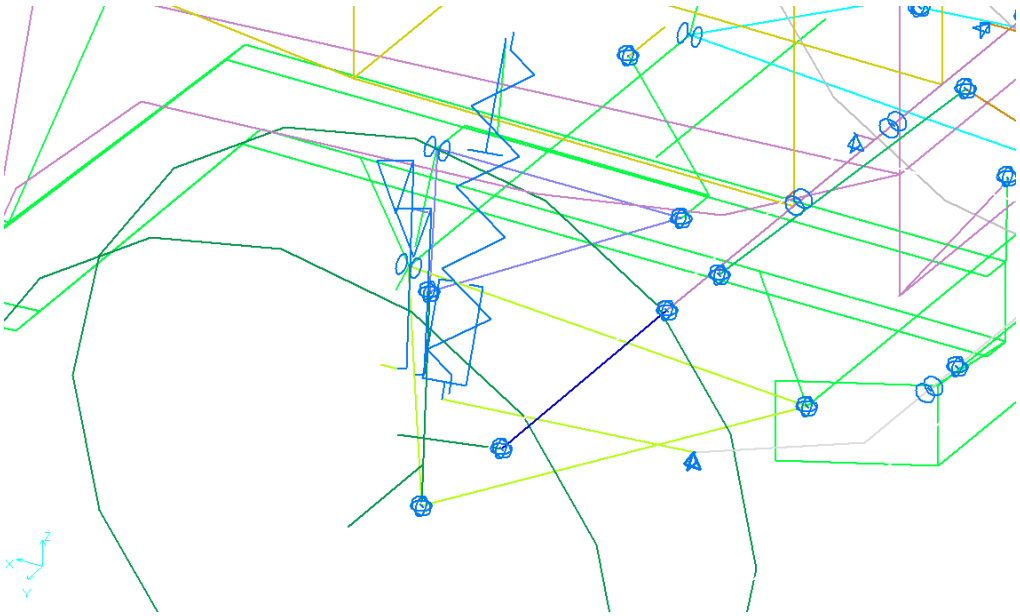


Рис. 2. Подвеска переднего правого колеса в динамической модели автомобиля

Функции упругого и демпфирующего устройств подвески совмещает в себе гидропневматический элемент. Его нижняя часть шарнирно крепится к оси нижнего рычага подвески, а верхняя – к кронштейну рамы автомобиля.

Моделировалось прямолинейное движение автомобиля по случайному микропрофилю с постоянной скоростью. В расчетах использовались стандартные микропрофили автополигона НАМИ: ровный булыжник (время интегрирования 45 с, скорость движения 25 – 30 км/ч) и динамометрическая дорога (время интегрирования 45 с, скорость 50 – 60 км/ч).

Для оценки вибронагруженности конструкции автомобиля записывались сигналы от датчиков вертикальных ускорений в характерных точках:

– на полу кабины, под сиденьем водителя;
– на левом лонжероне раме, над задним левым колесом.

Реализации ускорений обрабатывались с помощью программной системы ФРУНД.

Расчетные графики спектральных плотностей вертикальных ускорений в указанных выше точках сопоставлялись с полученными экспериментально в ходе дорожных испытаний (рис. 3–6).

Поскольку при проведении экспериментальных испытаний трудно обеспечить строгое постоянство скорости движения автомобиля, требуется проведение корректировки расчетного и экспериментального спектров вертикальных ускорений по максимумам, обусловленным эффектом базы (рис. 3, 5).

Как показано на рис. 3, при движении автомобиля по ровному булыжнику со скоростями 27, 30 км/ч на спектрах вертикальных ускорений точки, расположенной на полу кабины, под сиденьем водителя, четко прослеживаются пики от трех первых гармоник возбуждения вертикальных колебаний, соответствующих длинам волны $L; (1/2)L; (1/3)L$, где L – колесная база автомобиля [3]. Такое явление известно при анализе спектров транспортных машин и называется эффектом базы.

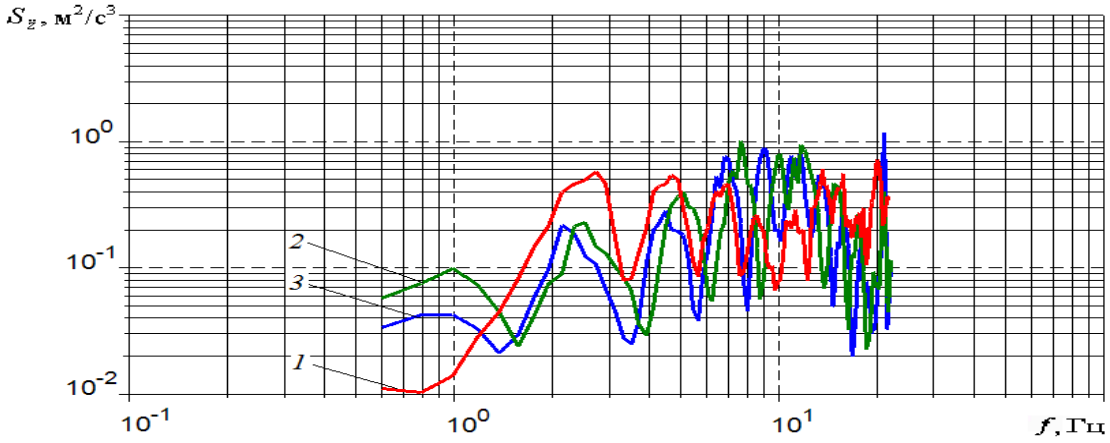


Рис. 3. Корректировка спектра вертикальных ускорений на полу кабины, под сиденьем водителя, по эффекту базы (ровный булыжник): 1 – эксперимент, 25 – 30 км/ч; 2 – расчет, 30 км/ч; 3 – расчет, 27 км/ч

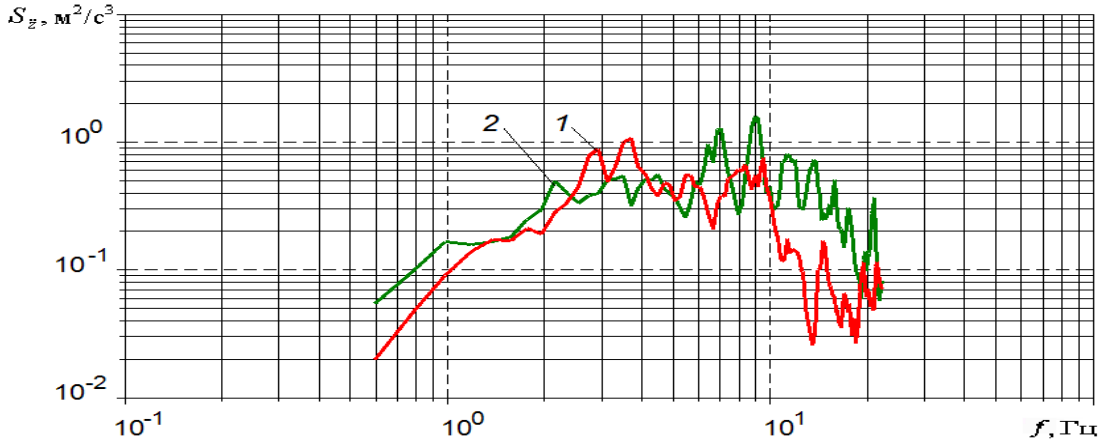


Рис. 4. Спектры вертикальных ускорений на левом лонжероне рамы, над задним левым колесом (ровный булыжник): 1 – эксперимент 25 – 30 км/ч; 2 – расчет, 27 км/ч

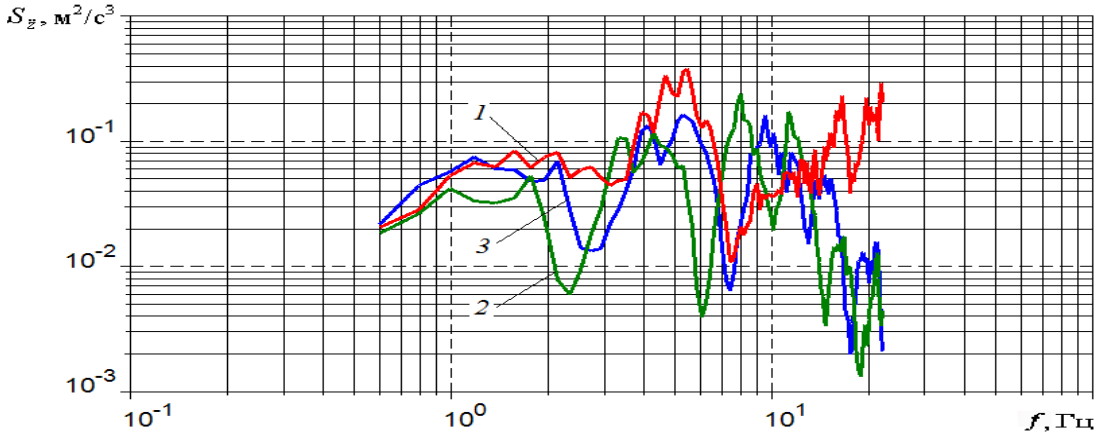


Рис. 5. Корректировка спектра вертикальных ускорений на полу кабины, под сиденьем водителя, по эффекту базы (динамометрическая дорога): 1 – эксперимент, 50 – 60 км/ч; 2 – расчет, 50 км/ч; 3 – расчет, 60 км/ч

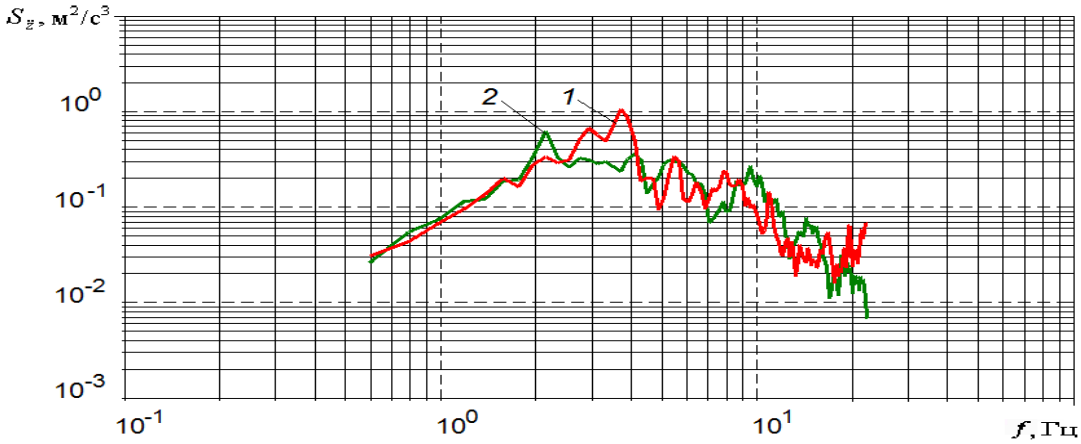


Рис. 6. Спектры вертикальных ускорений на левом лонжероне рамы, над задним левым колесом (динамометрическая дорога): 1 – эксперимент 50 – 60 км/ч; 2 – расчет, 60 км/ч

При движении по динамометрической дороге со скоростями 50, 60 км/ч на спектрах вертикальных ускорений, измеряемых в указанной выше точке, четко проявляется лишь максимум на частоте первой гармоники эффекта базы (рис. 5), определяемый длиной волны L.

Таким образом, в рассматриваемых примерах наибольшее совпадение с экспериментальными данными обеспечивают спектры, полученные при движении по ровному булыжнику со скоростью 27 км/ч и по динамометрической дороге со скоростью 60 км/ч.

ВЫВОДЫ

1. Построена пространственная модель автомобиля повышенной проходимости с гидропневматическими подвесками колес, позволившая выполнить оценку вибронагруженности конструкции с учетом больших движений твердых тел, точной кинематики элементов подвесок и особенностей их установки на автомобиле.

2. Сопоставление графиков спектральных плотностей вертикальных ускорений показывает качественное соответствие расчетных и экспериментальных спектров для рассматриваемых режимов движения. Построенная динамическая модель вполне удовлетворяет требованиям адекватности реальному объекту и может быть использована для дальнейших расчетов.

3. Поскольку при проведении экспериментальных испытаний трудно обеспечить строгое постоянство скорости движения автомобиля, требуется проведение корректировки расчетного и экспериментального спектров вертикальных ускорений по максимумам, обусловленным эффектом базы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Горобцов А.С., Карцов С.К., Плетнёв А.Е., Поляков Ю.А. Компьютерные методы построения и исследования математических моделей динамики конструкций автомобилей: Монография. – М.: Машиностроение, 2011. – 463 с.

2. Горобцов А.С. Программный комплекс расчета динамики и кинематики машин как систем твердых и упругих тел // Справочник. Инженерный журнал, 2004. № 9. – С. 40–43.

3. Яценко Н.Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей: Монография. – М.: Машиностроение, 1972. – 372 с.

ДИСКРЕТНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЕМ АППАРАТА ДЛЯ РЕАБИЛИТАЦИИ НИЖНИХ КОНЕЧНОСТЕЙ ЧЕЛОВЕКА ПОСЛЕ ТРАВМ

DISCRETE MOTION CONTROL DEVICES FOR REHABILITATION OF THE LOWER EXTREMITIES OF A PERSON AFTER INJURIES

М.С. Понедельченко – асп., **С.Ф. Яцун -** д.т.н, проф.
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Юго-Западный государственный университет»

Abstract. The work is devoted to the study of the regularities of the controlled motion of the apparatus for the rehabilitation of the lower extremities of a person after injury. The article presents the scheme of a vehicle equipped with three active joints, allowing to carry out rehabilitation measures in different modes. The paper presents a mathematical model of the object, which includes a description of the operating principle and design of the device, which allows to reveal the laws of motion of the device.

Травмы суставов как верхних, так и нижних конечностей в большинстве случаев приводят к ограничению движений в них. Для лечения этой патологии используется метод иммобилизации конечности с помощью гипса или другого внешнего фиксатора, что неизбежно ведет к ограничению подвижности в суставе и атрофии мышц. Поэтому реабилитация после травмы даже при идеальном первичном лечении необходима для максимального ускорения восстановления. Эту задачу позволяют решать механотерапевтические аппараты, с помощью которых осуществляется разработка суставов и восстановление связочно-мышечного аппарата[1; 2; 4; 5; 6].

Обычно такие устройства представляют собой системы для пассивной реабилитации, действия которых направлены на сгибание и разгибание сустава в пределах заданного угла. При этом недостаточное внимание уделяется разработке и исследованию аппаратов, воздействующих на нужные группы мышц в определенные фазы движения сустава, тем самым, навязывается правильный стереотип ходьбы и тренируются мышцы, необходимые для правильной походки.

Переход к цифровому управлению приводит к появлению дискретного управляемого движения механизма. Целью данного исследования является изучение закономерностей дискретного управляемого движения трехзвенного механизма с тремя активными шарнирами.

В работе рассматривается устройство для реабилитации нижних конечностей человека после травм, которое состоит из неподвижного основания 1, стола 2, штанг 3-5, соединенных между собой приводами вращательного движения 6-8, фиксаторов 9-13, которые фиксируют ногу человека, привода вращательного движения 14, для регулировки положения тела, червячного редуктора 15.

Устройство работает следующим образом. Нога человека удерживается в механизме фиксаторами 9-13. Приводом 14 регулируется угол наклона тела пациента. Приводы 6-8 передают движение ноге пациента.

Исследуем режим работы трехзвенного механизма, при котором шарнир O_3 движется поступательно. Такой принцип движения используется во многих существующих аппаратах для разработки суставов [1; 2].

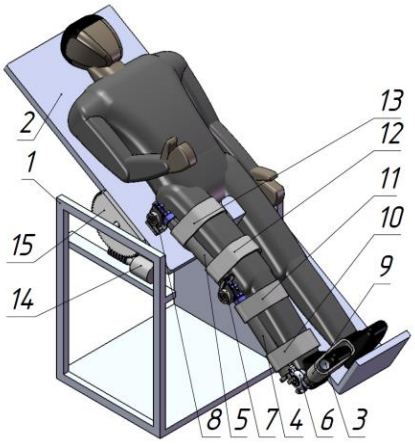


Рис.1. Конструкция аппарата для реабилитации нижних конечностей человека после травм

Для получения результатов математического моделирования будем использовать следующую систему дифференциальных уравнений, описывающих движение рассматриваемого механизма [7]:

$$\begin{cases} \begin{pmatrix} \ddot{\varphi}_1(J_1+\frac{1}{4}m_2l_1^{\,2}+\frac{1}{4}m_3l_1^{\,2}-\frac{l_1^{\,2}}{4}(m_2+m_3)(\sin^2\varphi_1-1))+\ddot{\varphi}_2(\frac{1}{2}m_2+m_3)\frac{l_1l_2}{2}\cos(\varphi_1-\varphi_2)+ \\ +\ddot{\varphi}_3m_3\frac{l_1l_3}{4}\cos(\varphi_1-\varphi_3)-\frac{l_1^{\,2}}{4}(m_2+m_3)\dot{\varphi}_1^{\,2}\sin 2\varphi_1+\dot{\varphi}_2^{\,2}(\frac{1}{2}m_2+m_3)\frac{l_1l_2}{2}\sin(\varphi_1-\varphi_2)+ \\ +\dot{\varphi}_2^{\,2}(\frac{1}{2}m_2+m_3)\frac{l_1l_2}{2}\sin(\varphi_1-\varphi_2)+\dot{\varphi}_3^{\,2}m_3\frac{l_1l_3}{4}\sin(\varphi_1-\varphi_3) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} M_{10}-m_1g\frac{l_1}{2}\cos\varphi_1- \\ -m_2gl_1\cos\varphi_1- \\ -m_3gl_1\cos\varphi_1 \end{pmatrix} \\ \begin{pmatrix} \ddot{\varphi}_2(J_2+\frac{1}{4}m_2l_2^{\,2}+m_3l_2^{\,2}-\frac{l_2^{\,2}}{4}(m_2+2m_3)\cos 2\varphi_2)+\ddot{\varphi}_1(\frac{1}{2}m_2+m_3)\frac{l_1l_2}{2}\cos(\varphi_1-\varphi_2)+ \\ +\ddot{\varphi}_3m_3\frac{l_2l_3}{2}\cos(\varphi_2-\varphi_3)+\frac{l_2}{4}(m_2+2m_3)(\dot{\varphi}_1^{\,2}2\sin(\varphi_1+\varphi_2)+ \\ +l_2\sin 2\dot{\varphi}_2\dot{\varphi}_2^{\,2}-2\ddot{\varphi}_1l_1\cos(\varphi_1+\varphi_2)+\dot{\varphi}_3^{\,2}m_3\frac{l_2l_3}{2}\sin(\varphi_2-\varphi_3) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} M_{21}-m_2g\frac{l_2}{2}\cos\varphi_2- \\ -m_3gl_2\cos\varphi_2 \end{pmatrix} \\ \begin{pmatrix} \ddot{\varphi}_3(J_3+\frac{1}{4}m_3l_3^{\,2}+m_3l_3^{\,2}-\frac{l_3^{\,2}}{4}m_3\cos 2\varphi_3)+\ddot{\varphi}_2m_3\frac{l_2l_3}{2}\cos(\varphi_2-\varphi_3)+ \\ +\ddot{\varphi}_1m_3\frac{l_1l_3}{4}\cos(\varphi_1-\varphi_3)+\frac{l_3}{4}m_3(2l_1\dot{\varphi}_1^{\,2}\sin(\varphi_3+\varphi_1)+2l_2\sin(\varphi_2+\varphi_3)\dot{\varphi}_2^{\,2}+ \\ +l_3\sin 2\dot{\varphi}_3\dot{\varphi}_3^{\,2}-2\ddot{\varphi}_1l_1\cos(\varphi_1+\varphi_3)-2\ddot{\varphi}_2l_2\cos(\varphi_2+\varphi_3))+ \\ +\dot{\varphi}_1^{\,2}m_3\frac{l_1l_3}{4}\sin(\varphi_3-\varphi_1)+\dot{\varphi}_2^{\,2}m_3\frac{l_2l_3}{2}\sin(\varphi_3-\varphi_2) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -M_{32}+m_3g\frac{l_3}{2}\cos\varphi_3 \end{pmatrix} \end{cases}$$

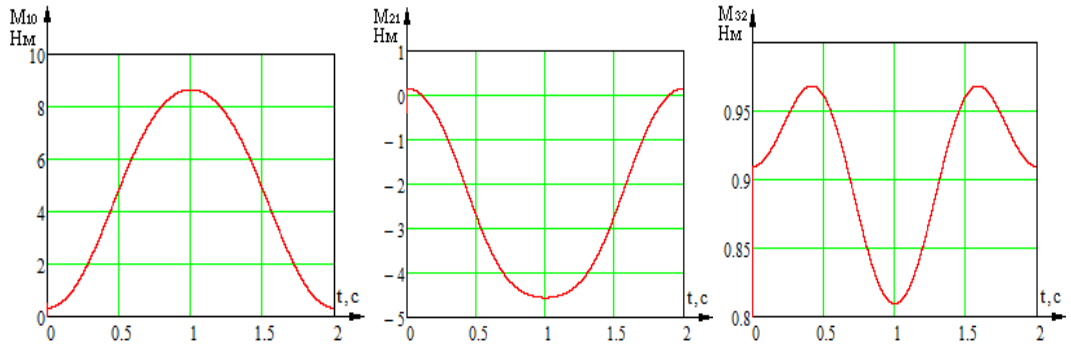
Для получения временных зависимостей крутящих моментов зададим законы изменения абсолютных углов звеньев:

$$\varphi_1=-\frac{\pi}{12}\cos\pi t\ ;\ \varphi_2=\frac{\pi}{12}\cos\pi t\ ;\ \varphi_3=\frac{\pi}{500}\cos\pi t.$$

Углы φ_i изменяются в диапазоне $\varphi_i^{\,1}\le\varphi_i\le\varphi_i^{\,2}$.

$\varphi_i^{\,1},\varphi_i^{\,2}$ - это предельные значения соответствующих углов.

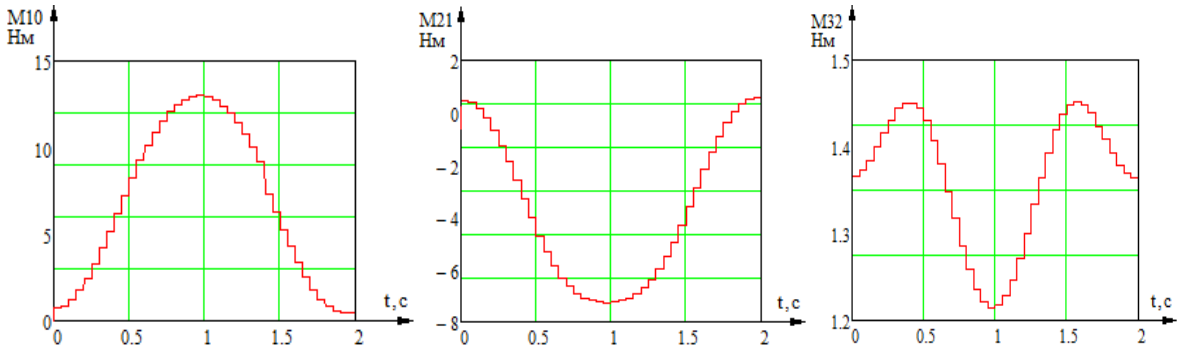
В результате расчетов получены временные характеристики идеальных управляющих моментов, точно обеспечивающих заданные законы изменения абсолютных углов звеньев механизмах (2).



а) б) в)

Рис.2. Временные характеристики изменения идеальных моментов звеньев системы. а) временная характеристика изменения момента M_{10} звена 1; б) временная характеристика изменения момента M_{21} звена 2; в) временная характеристика изменения момента M_{32} звена 3

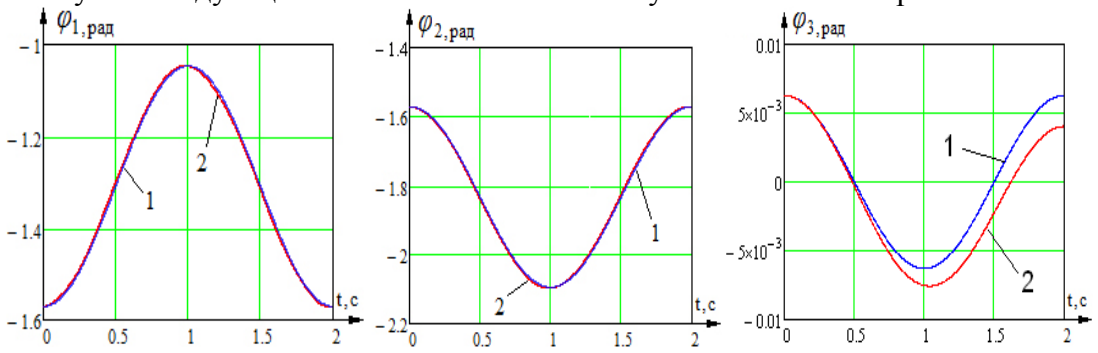
Для осуществления цифрового (дискретного) управления трехзвенным механизмом посредством полученных моментов, зададим их ступенчато, причем время дискретизации Δt будем изменять в диапазоне $0{,}005 \le \Delta t \le 0{,}05c$.



а) б) в)

Рис.3. Временные характеристики изменения моментов звеньев с временем дискретизации $\Delta t = 0{,}05c$: а) Временные характеристики изменения момента M_{10}; б) Временные характеристики изменения момента M_{21}; в) Временные характеристики изменения момента M_{32}

Получим следующие зависимости изменения углов звеньев от времени:



а) б) в)

Рис. 4. Временные диаграммы изменения углов звеньев системы при подаче управляющих сигналов:1 – идеальная характеристика, 2 – полученная при подаче дискретного сигнала; а) диаграмма изменения угла φ_1 звена 1при подаче момента M_{10} с шагом дискретизации $\Delta t = 0{,}025c$; б) диаграмма изменения угла φ_2 звена 2при подаче момента M_{21} с шагом дискретизации $\Delta t = 0{,}025c$; в) диаграмма изменения угла φ_3 звена 3при подаче момента M_{32} с шагом дискретизации $\Delta t = 0{,}005c$

Таким образом мы получили угловые изменения звеньев системы с минимальной ошибкой, которая составляет для углов φ_1 и φ_2 $\xi_2 = 0{,}5\%$ для угла φ_3 -порядка 25%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе предложена конструкция аппарата для реабилитации нижних конечностей человека, оснащенного тремя управляемыми электромеханическими приводами, движение которого имитирует движение ноги человека. Приведена математическая модель, позволяющая исследовать управляемое движение устройства численным методом. Приведенные закономерности могут быть применены при проектировании различных реабилитационных устройств.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бобрихин А.Ф., Гончаров Н.Г., Гудков А.Г., Девис А.Е., Леушин В.Ю., Назаров Н.Г., Цыганов Д.И. Аппараты механотерапии при реабилитации после травм // Биомедицинская радиоэлектроника. – 2010. – С. 58-62.
2. Магарамов М.А., Раджабов А.А., Огурлиев А.П., Дыдымов З.А. Устройство для пассивного, этапного восстановления движений в крупных суставах нижней конечности при контрактурах // Травматология и ортопедия России. – С. 99-101.
3. Пашаева И.Г., Свиягина Е.В. Особенности реабилитации спортсменов после травм опорно-двигательного аппарата // Труды дальневосточного государственного технического университета . – 2004. – С. 124–126.
4. Яцун С.Ф., Тарасова Е.С. Механотерапевтическое устройство для реабилитации локтевого сустава // Известия ЮЗГУ. Серия Техника и технологии. – 2012. № 1 – С. 42–47.
5. Яцун С.Ф., Тарасова Е.С. Особенности системы управления механотерапевтического устройства для реабилитации локтевого сустава // Известия ЮЗГУ. – 2012. №2 ч.1 – С. 172–179.
6. Яцун С.Ф., Рукавицин А.Н. Разработка биоинженерного мехатронного модуля для экзоскелета нижних конечностей человека // Известия самарского научного центра российской академии наук. – 2012. – С. 1351-1354.
7. Яцун С.Ф., Локтионова О.Г., Понедельченко М.С. Математическое моделирование движения аппарата для реабилитации нижних конечностей человека после травм [Электронный ресурс] / С.Ф. Яцун, О.Г. Локтионова, М.С. Понедельченко // Современные проблемы науки и образования. – 2013. – №5. – Режим доступа: http://www.science-education.ru/111-10061.

СВОЙСТВА ПАМЯТИ ФОРМЫ В СПЛАВАХ НА ОСНОВЕ TiNi, ПОДВЕРГНУТЫХ ЭЛЕКТРОПЛАСТИЧЕСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ ПРОКАТКОЙ

SHAPE MEMORY EFFECTS IN TINI-BASED ALLOYS SUBJECTED TO ELECTROPLASTIC ROLLING

А.А. Потапова[1, 2] – асп., **В.В. Столяров**[1,2] – д.т.н., проф.
[1]ФГБУН Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН
[2]ФГБОУ Московский Государственный Индустриальный Университет

Abstract. One of the perspective methods for structure refinement is electroplastic rolling (EPR). The use of pulse current during cold rolling enhances the deformability (in 1,5-3 for TiNi-based alloy). It was shown that EPR (e>1) with a post-deformation annealing at 450–500 °C leads to nanostructure formation with a grain size of 60–120 nm. Also EPR leads to increase functional properties of TiNi alloy. So the reverse coefficient revealed better in comparison with the undeformed alloy (90-96% for $Ti_{49,2}Ni_{50,8}$ and 75-80% for $Ti_{50,0}Ni_{50,0}$).

В последнее время большое внимание уделяется разработке и исследованию материалов с ультрамелкозернистой и нанокристаллической структурой. В сплавах с термоупругими мартенситными превращениями, имеющих ультрамелкозернистую структуру, обнаружено улучшение таких функциональных характеристик, как полностью обратимая деформация и максимальные реактивные напряжения по сравнению с крупнозернистыми сплавами [1]. Поэтому актуальной является задача создания нанокристаллической структуры в сплавах с памятью формы. Одним из методов создания такой структуры является интенсивная пластическая деформация. Однако эта задача в труднодеформируемых сплавах на основе TiNi решается, как правило, за счет температурного воздействия в процессе деформирования. Однако повышенные температуры могут приводить к разупрочнению материала. Недавно разработанная технология, основанная на сочетании электроимпульсной обработки и пластической деформации (прокатки) - ЭПП, позволяет значительно улучшить деформируемость материалов без разрушения и не оказывает существенного термического воздействия [2]. С использованием этого метода удается повысить деформируемость сплавов с памятью формы в 1,5 – 3 раза. Однако вопрос о влиянии электростимулированной прокатки на свойства памяти формы сплавов на основе TiNi не исследован. В связи со сказанным целью настоящей работы являлось определение функциональных свойств сплавов с памятью формы на основе TiNi, подвергнутых электропластической прокатке.

Материалом для исследования служил сплав на основе TiNi двух составов: обогащенный никелем ($Ti_{49,8}Ni_{50,2}$), имеющий в исходном состоянии при комнатной температуре структуру B2-аустенита, и эквиатомный ($Ti_{50,0}Ni_{50,0}$), при комнатной температуре находящийся в состоянии B19’ – мартенсита. Образцы для исследования были предварительно подвергнуты электропластической прокатке (ЭПП) до истинных деформаций 0,8; 1,2. Исходные заготовки до прокатки имели форму прутков с диаметром Ø 6,1 мм. Истинная деформация после ЭПП определялась по формуле $e=\ln(S_0/S_K)$, где S_0 – площадь поперечного сечения прутка до прокатки, S_K – после прокатки. Прокатка велась на прокатном стане с валками, имеющими калибровочные отверстия, оборудованном генератором импульсного тока. Для подвода тока использовали скользящий контакт между одним из валков и подающим столом (рис. 1). Прокатка велась при комнатной температуре, во избежание нагрева образцы после каждого прохода охлаждались в воде. Использовался следующий режим импульсного тока: плотность тока j=100 А/мм^2, частота f= 1000 Гц, длительность импульса 100 мкс.

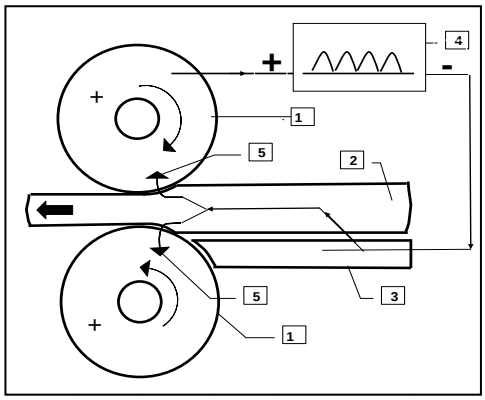


Рис. 1 Схема подвода тока при ЭПП: 1 – валки, 2 – заготовка для прокатки, 3 – подающий стол, 4 – источник тока, 5 – зона контакта образца и валков в момент пропускания тока

Для определения характеристик памяти формы предварительно прокатанные образцы длиной 30 мм были подвергнуты постдеформационному отжигу при 450 и 500 ºС. Образцы в состоянии «ЭПП + постдеформационный отжиг» деформировали в мартенситном состоянии методом трехточечного изгиба до предварительной деформации 5 и 10%. После разгрузки образцы нагревали до температуры $A_к$ в свободном состоянии для получения эффекта памяти формы. Для исследования величины и температурного интервала сверхупругости образцы также деформировали методом трехточечного изгиба при температурах выше $A_к$ с промежуточными разгрузками.

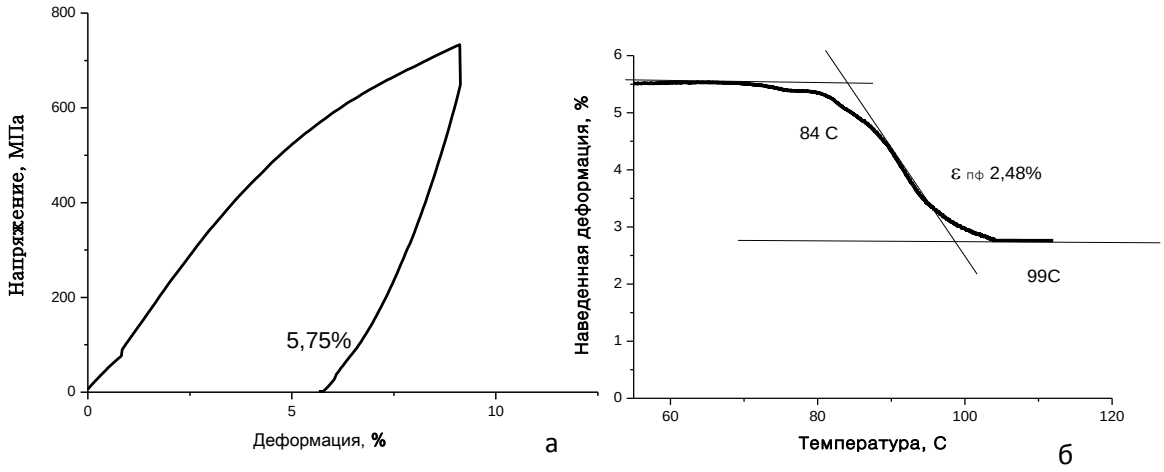


Рис. 2 Зависимость «напряжение-деформация» при нагружении и разгрузке изгибом (а) и восстановленная деформация при последующем нагреве (б) для сплавов на основе TiNi в исходном состоянии

На рисунке 2а приведена типичная диаграмма нагружения изгибом до деформации 10% для сплавов $Ti_{49,8}Ni_{50,2}$ и $Ti_{50,0}Ni_{50,0}$ в исходном (закаленном состоянии). Оба сплава демонстрируют схожее поведение при разгрузке и относительно небольшую остаточную деформацию (5,75%), которая изменяется незначительно при изгибе образцов в отожженном состоянии. При нагреве после разгрузки сплавы демонстрируют эффект восстановления наведенной деформации (рис. 2б), величина которого во всех приведенных состояниях остается низкой (2,5-3,5%). ЭПП и последующий отжиг повышают этот эффект (рис.3). Причем повышение температуры отжига с 450 до 500 ºС незначительно снижает величину эффекта памяти формы для сплавов обоих составов. Однако, поскольку этот эффект зависит от величины наведенной деформации, т.е.

остаточной деформации после снятия изгибающей нагрузки, был произведен расчет коэффициента восстановления (k), равного процентному отношению величины памяти формы к наведенной деформации.

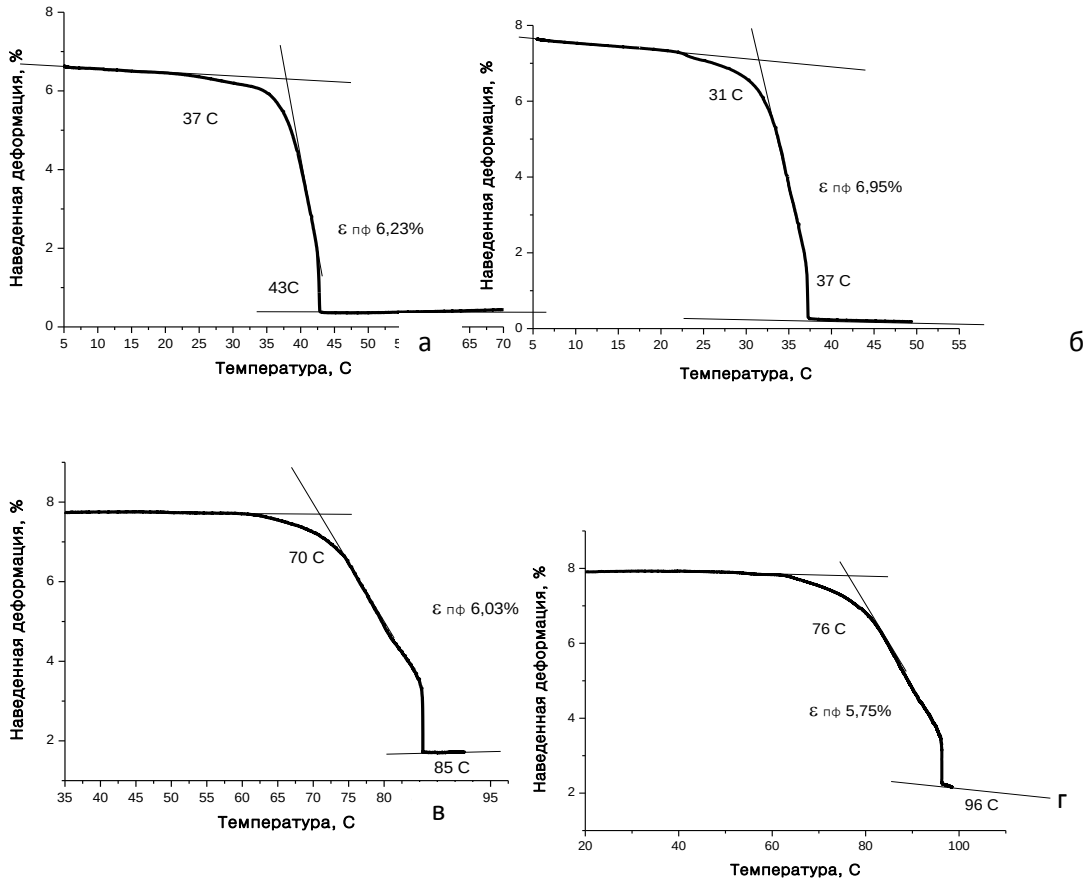


Рис. 3 Величины памяти формы при нагреве после наведения деформации изгибом в состоянии после ЭПП и отжига для сплава $Ti_{49,8}Ni_{50,2}$ (а – е=1,2+450 °С; б – е=1,2+500 °С) и $Ti_{50,0}Ni_{50,0}$ (в - е=1,4+450 °С; г – е=1,4+500 °С)

Зависимости коэффициента восстановления от степени деформации при ЭПП для сплавов обоих составов приведены на рисунке 4. Видно, что при изгибающей нагрузке 5% сплавы испытывают более полное восстановление за исключением образцов в исходном состоянии. Как правило все кривые достигают насыщения при степени электропластической деформации е ≈ 1. При сравнении величин коэффициента восстановления в образцах, отличающихся температурой отжига (450 или 500 °С), не наблюдается значительных различий. Сплав, обогащенный никелем, демонстрирует большие значения величины восстановления (90-95%), чем сплав эквиатомного состава (70-80%). Такое различие связано со структурными особенностями сплава $Ti_{49,2}Ni_{50,8}$, который является стареющим при температурах 450-500 °С. Выделяющиеся при старении частицы Ti_3Ni_4, создают дополнительные напряжения в матрице, чем затрудняют процесс деформирования по механизму дислокационного скольжения и увеличивают долю обратимой деформации.

Сопоставляя полученные результаты со структурными исследованиями можно сделать вывод о зависимости величины восстановления от напряжений в структуре. Таким способом можно добиться сильного измельчения зерен по сравнению с исходной недеформированной структурой. Так, при е =1,2 и отжиге при 500 °С в сплаве $Ti_{49,2}Ni_{50,8}$ образуется нанокристаллическая структура с размерами зерен 50-70 нм (рис. 5а).

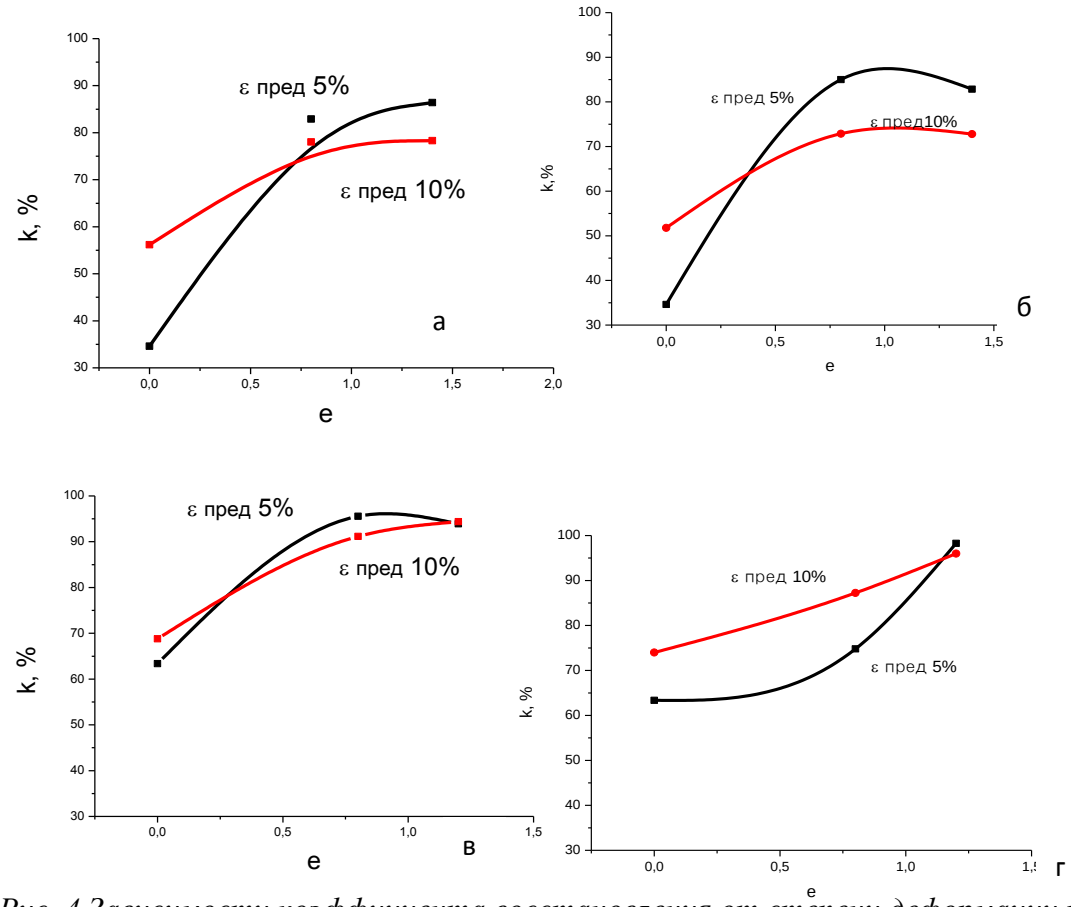


Рис. 4 Зависимости коэффициента восстановления от степени деформации при ЭПП: а - $Ti_{50,0}Ni_{50,0}$, отжиг при 450 °С; б - $Ti_{50,0}Ni_{50,0}$, отжиг при 500 °С; в – $Ti_{49,2}Ni_{50,8}$, отжиг при 450 °С; г – $Ti_{49,2}Ni_{50,8}$, отжиг при 500 °С

Меньшая степень деформации e=0,8 с тем же температурным режимом отжига приводит к появлению зерен большего размера (150-200 нм) (рис. 5б). Вероятно этот факт может объяснить меньшую долю восстановления при e=0,8 по сравнению с e=1,2 в отожженном при 500 °С сплаве $Ti_{49,2}Ni_{50,8}$ (рис. 4г). В отличие от этого режима обработки структура сплава $Ti_{49,2}Ni_{50,8}$ после ЭПП и отжига при 450 °С характеризуется большей неоднородностью, этот температурный режим отжига не приводит к рекристаллизации во всем объеме материала [3]. Для структуры характерно наличие полос деформации и отсутствие ярко выраженных границ зерен. По-видимому, структура остается частично наклепанной, что создает дополнительные напряжения и затрудняет дислокационное скольжение при изгибе в обоих структурных состояниях (e=0,8 и e=1,2) (рис.4 в).

Сплав $Ti_{50,0}Ni_{50,0}$ характеризуется мелкозернистой структурой как после отжига при 450 °С (80 нм), так и после 500 °С (120-150 нм) (рис. 6 а,б). Существенных различий в размерах зерен не наблюдается и в зависимости от степени деформации при ЭПП. Вероятно, это является причиной отсутствия сильных различий в коэффициенте восстановления (рис 4 а,б).

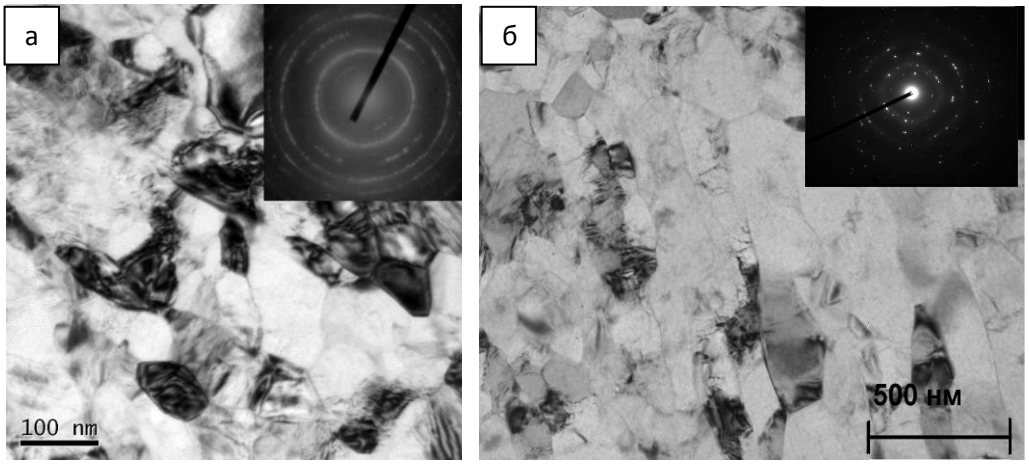


Рис. 5 Микроструктура сплава $Ti_{49,2}Ni_{50,8}$ после ЭПП и отжига при 500 С: а- е=1,2; б- е=0,8

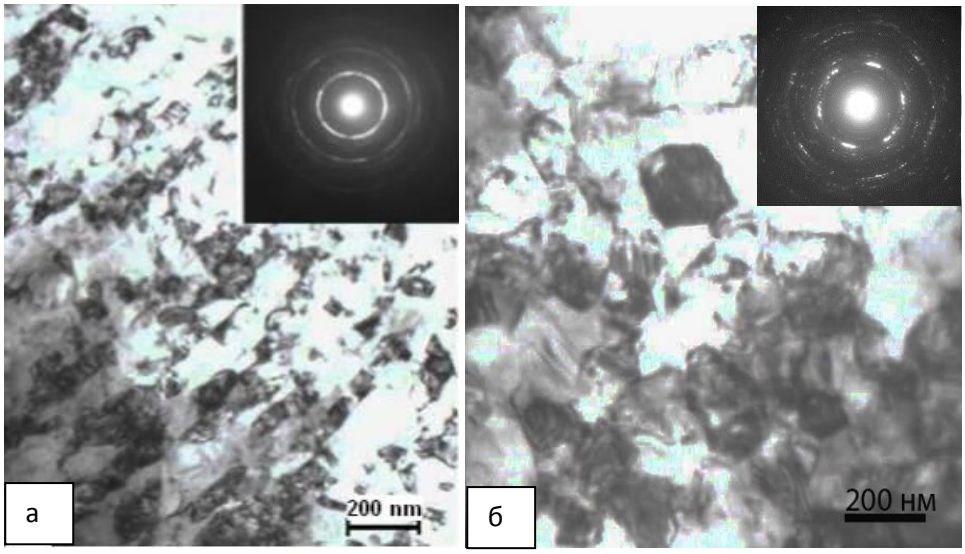


Рис. 6 Микроструктура сплава $Ti_{50,0}Ni_{50,0}$ после ЭПП (е=1,4) и отжига: а - 450 ºС; б - 500 ºС

Таким образом, проведенные исследования показали, что:

1. ЭПП до степени е ≈ 1 позволяет повысить коэффициент восстановления сплавов на основе TiNi по сравнению с исходным недеформированным состоянием до 90-96 % в сплаве, обогащенном никелем, и 75-80% в сплаве эквиатомного состава.
2. Повышение температуры постдеформационного отжига с 450 до 500 ºС не оказывает существенного влияние на характеристики памяти формы.
3. Увеличение степени деформации при ЭПП выше е=1 не приводит к повышению свойств памяти формы.
4. ЭПП и последующий отжиг при 450-500 ºС приводят к формированию в сплавах на основе TiNi зеренной структуры с размерами 60-120 нм.

ЛИТЕРАТУРА

1. Prokoshkin S.D., Brailovski V., Khmelevskaya I.Yu., Inaekyan K.E., Demers V., Dobatkin S.V., Tatyanin E.V., «Structure and Properties of severely cold-rolled and annealed Ti-Ni shape memory alloys», *Mater. Sci. Eng.*, Vol. 481-482 (2008), pp. 114-118.
2. Potapova A.A., Stolyarov V.V. «Deformability and structural features of shape memory TiNi alloys processed by rolling with current», *Mater. Sci. Eng.*, Vol. 579 (2013), pp. 114-117.
3. Потапова А.А., Столяров В.В. «Структурные изменения при электропластической прокатке и отжиге в прутке сплава TiNi», Изв. Вузов. ЧЕРМЕТ, №10 (2010), С. 68-71.

СТРУКТУРНЫЙ СИНЕЗ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ВОЗВРАТНО-ВРАЩАТЕЛЬНОГО ПЕРЕМЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

STRUCTURAL SYNTHESIS AND KINEMATIC ANALYSIS OF RECIPROCATING ROTARY MIXING DEVICE

А.А.Приходько – студ., **А.И.Смелягин** – д.т.н., профессор
ФГБОУ ВПО Кубанский государственный технологический университет

Abstract. Mixing devices are used in various industries for the intensification of heat and mass transfer processes. Synthesis and kinematic analysis of actuating mechanism are produced in the article.

Ключевую роль в экономике страны отводят машиностроению, среди многочисленной продукции которого важное место занимают перемешивающие устройства. Перемешивающие устройства широко применяются в химической, строительной, пищевой промышленности для интенсификации тепломассообменных процессов.

Анализ современного уровня техники [1,2] показывает, что имеющиеся устройства имеют такие недостатки, как низкий КПД и возможность перемещения рабочего органа лишь в одном направлении, что приводит к низкой интенсивности перемешивания. Таким образом, задачей синтеза является создание такого перемешивающего устройства, которое ликвидировало бы данные недостатки.

Структурный синтез исполнительного механизма перемешивающего устройства.

Синтезируем исполнительный механизм перемешивающего устройства с возвратно-вращательным движением рабочих органов.

Синтез механизма проведем с использованием структурной математической модели [3], имеющей вид (1):

$$\begin{cases} p = \frac{1}{2}\left(\sum_{t=T-j}^{2} tn_t + S\right) \\ n = \sum_{t=T-j}^{2} n_t \\ W = \sum_{i=1}^{П-1} ip_i - kП \\ k = p - n \\ T \le k + 1 \\ p = \sum_{i=1}^{n-1} ip_i \end{cases} \quad (1) \qquad \begin{cases} p = \frac{1}{2}(2n_2 + S) \\ n = n_2 \\ 1 = p_1 - 3 \\ 1 = p - n \\ T \le 2 \\ p = p_1 \end{cases} \quad (2)$$

где p – общее число кинематических пар,
pi – число кинематических пар i подвижности,
T – количество вершин базового звена,
t – число вершин звеньев,
n – число подвижных звеньев,
nt – число подвижных звеньев с t вершинами,
k – число независимых замкнутых контуров,
П – подвижность пространства.

Пусть синтезируемый механизм соответствует начальным условиям: *П=3, W=1, k=1, T=2*, поскольку целесообразно, чтобы исполнительный механизм был относительно простым. После подстановки начальных условий синтеза в формулу (1) структурная модель синтезируемого механизма примет вид (2). Целочисленными корнями системы

уравнений (2) являются следующие значения: *S=2, p=p1=4, n=n2=3.*

Анализ решений показывает, что этому условию удовлетворяет шарнирный четырехзвенник (рисунок 1), у которого входное звено является кривошипом, а выходное является коромыслом. Такой кривошипно-коромысловый механизм преобразует вращательное движение привода в возвратно-вращательное движение коромысла.

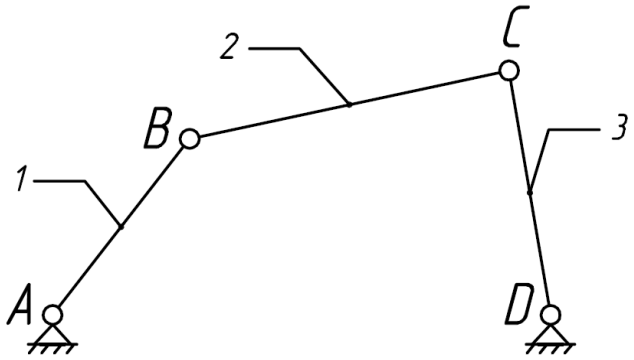


Рис.1 – Шарнирный четырехзвенник
1 – кривошип, 2 – шатун, 3 – коромысло

Соединив кривошип с двигателем, а коромысло с рабочим органом и поместив в корпус реактора, получим устройство, показанное на рисунке 2. Двигатель вращает кривошип, который посредством шатуна приводит в движение коромысло, на котором закреплен рабочий орган, совершающий возвратно-вращательное движение.

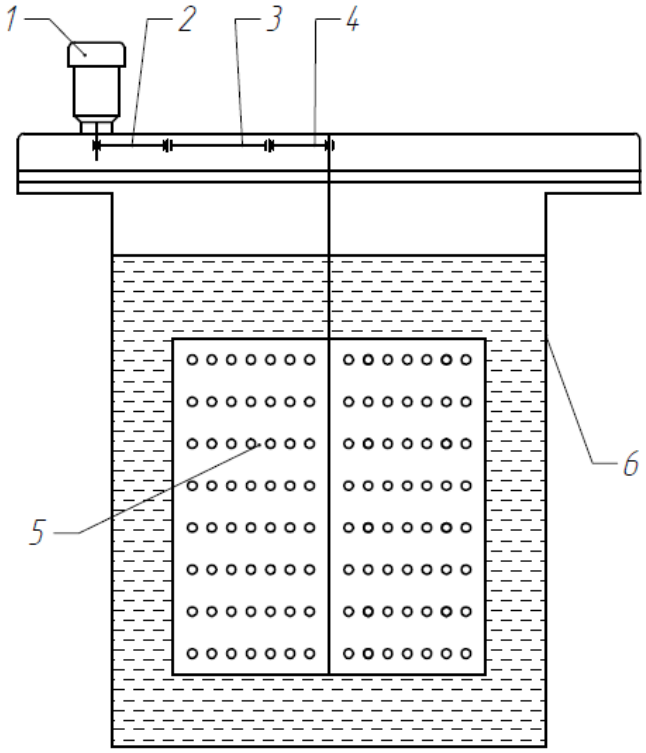


Рис.2 – Возвратно-вращательное перемешивающее устройство
1 – двигатель, 2 – кривошип, 3 – шатун,
4 – коромысло, 5 – рабочий орган, 6 – реактор

Кинематический анализ кривошипно-коромыслового механизма.

Кинематический анализ синтезированного механизма проведем с помощью метода замкнутых векторных контуров [4]. Для удобства расчетов разобьем механизм на два замкнутых контура (рис. 3).

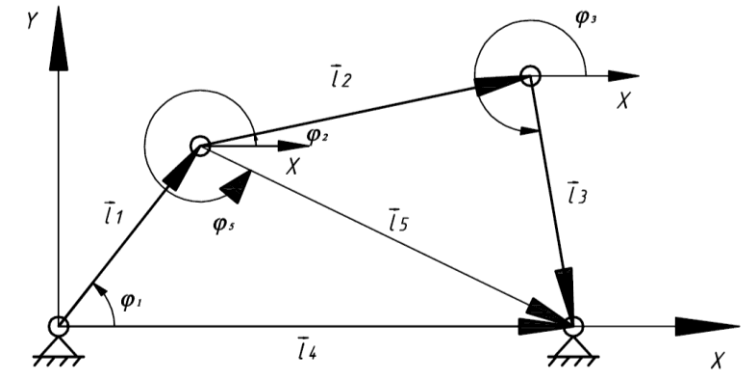


Рис.3 – Метод замкнутых векторных контуров

Первый контур

Составим уравнение замкнутости первого контура (рисунок 4):

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_5 - \vec{l}_4 = 0$$

$$\begin{cases} l_1 \cos\phi_1 + l_5 \cos\phi_5 - l_4 = 0 \\ l_1 \sin\phi_1 + l_5 \sin\phi_5 = 0 \end{cases} \quad (3)$$

Решая уравнение замкнутости первого контура, находим:

$$l_5 = \sqrt{l_4^2 - 2l_4 l_1 \cos\phi_1 + l_1^2}$$

$$\phi_5 = \arccos \frac{l_4 - l_1 \cos\phi_1}{\sqrt{l_4^2 - 2l_4 l_1 \cos\phi_1 + l_1^2}} \quad (4)$$

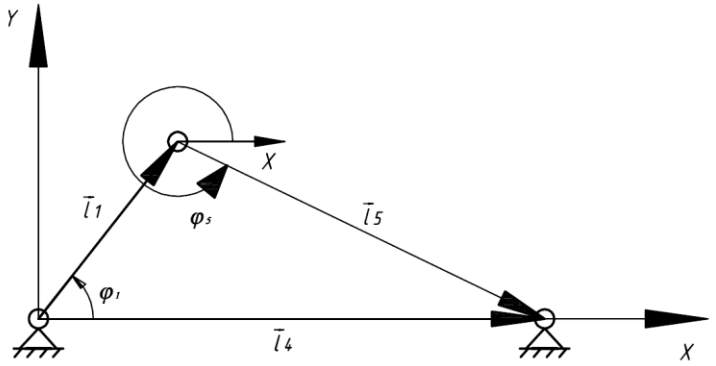


Рис. 4 – Первый контур

Второй контур.

Составим уравнение замкнутости второго контура (рисунок 4):

$$\vec{l}_2 + \vec{l}_3 - \vec{l}_5 = 0$$

$$\begin{cases} l_2 \cos\phi_2 + l_3 \cos\phi_3 - l_5 \cos\phi_5 = 0 \\ l_2 \sin\phi_2 + l_3 \sin\phi_3 - l_5 \sin\phi_5 = 0 \end{cases} \quad (5)$$

Решая уравнение замкнутости второго контура, находим:

$$\phi_3 = \phi_5 - \arccos\frac{l_5^2 + l_3^2 - l_2^2}{2l_1 l_3} \tag{6}$$

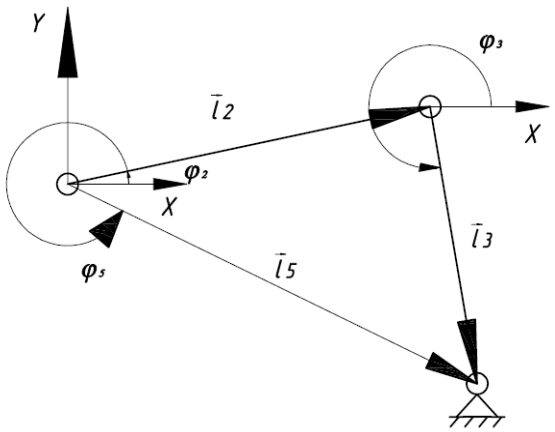


Рис.4 – Второй контур

Продифференцировав и решив совместно уравнения замкнутости первого и второго контуров, получим кинематическую модель исполнительного механизма:

$$\begin{cases} \phi_3 = \phi_5 - \arccos\dfrac{l_5^2 + l_3^2 - l_2^2}{2l_1 l_3} \\ \omega_3 = \dfrac{l_5 l_5'}{l_1 l_3 \sin(\phi_5 - \phi_3)} + \phi_5' \\ \varepsilon_3 = \dfrac{(l_5')^2 + l_5 l_5''}{l_1 l_3 \sin(\phi_3 - \phi_5)} + \phi_5'' + \phi_5' ctg(\phi_3 - \phi_5) - \phi_3' ctg(\phi_3 - \phi_5) \end{cases} \tag{7}$$

Таким образом, в работе синтезирован исполнительный механизм перемешивающего устройства, совершающего возвратно-вращательное движение, а также построена его кинематическая модель.

ЛИТЕРАТУРА

1. Заявка 94025879 Российская Федерация, МПК6 B28C5/16. Устройство для перемешивания / Чусовитин Н.А., Смелягин А.И., Терских А.А.; заявитель Новосибирский государственный технический университет – № 94025879/33; заявл. 12.07.1994; опубл. 20.05.1996

2. Патент 2258558 Российская Федерация, МПК7 B01F7/30, A21C1/02. Планетарный смеситель вязких материалов / Пожбелко В.И., Ковнацкий А.В.; заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью "Ларчик". – № 2004119613/15; заявл. 28.06.2004; опубл. 20.08.2005

3. Смелягин А. И. Структура механизмов и машин. Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2003. 308с.

4. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1968. 640 с.

НАНЕСЕНИЕ ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

DUSTING OF ANTICORROSIVE COVERINGS GASDYNAMIC METHOD

М.С.Пугачев – н.с., **В.Е.Архипов** – к.т.н., в.н.с., **А.Ф.Лондарский** – к.т.н., с.н.с.,
Г.В.Москвитин – д.т.н., зав.лаб.
ФГБУН Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

Abstract. In work results of research a covering of nickel and the zinc brought on a surface are presented became a method of a cold gasdynamic dusting. The gasdynamic dusting allows to put a nickel and zinc covering on a surface of products from steel of any profile up to 1x10-3 m thick with a hardness up to 2800 MPa and 600 MPa respectively. The covering zinc allows to reduce the speed of corrosion of low-carbonaceous steel in the environment of electrolyte more than by 40 times.

В Российской Федерации потери от коррозии составляют около 12% годовой выплавки металла [1]. Но основной ущерб заключается не столько в потере металла как такового, сколько в огромной стоимости конструкций и сооружений, разрушаемых коррозией. Низкое сопротивление воздействию агрессивной среды ведёт к преждевременному выходу из эксплуатации изделий, то - есть к снижению ресурса.

Для снижения воздействия окружающей среды проводится антикоррозионная защита металлов с использованием разнообразных методов нанесения покрытий, способных снизить скорость распространения коррозии. К одному из современных и наиболее перспективных способов изменения свойств поверхности можно отнести газодинамическое напыление покрытий различного назначения. Возможность нанесения меди, алюминия, цинка и других металлов или их сочетаний толщиной до $1x10^{-3}$ м и более на локальные участки поверхностей деталей и конструкций с минимальным разогревом подложки, в результате чего не происходит изменение свойств и геометрии изделий, делает холодное газодинамическое напыление уникальным для решения ряда технологических задач.

Целью работы является определение коррозионной покрытий никеля и цинка, нанесённых на поверхность стали методом холодного газодинамического напыления [2].

Напыление никеля и цинка на образцы из стали 20 осуществлялось с использованием газодинамической установки модели «ДИМЕТ – 404». В качестве порошка для напыления покрытия применялась механическая смесь частичек никеля или цинка и корунда [3].

Напыление металлов на образцы проводилось при постоянной скорости перемещения образца (0,01 м/сек) по отношению к потоку частиц и с расстояния от среза сопла до поверхности 10^{-2} м [4]. При необходимости получения достаточной толщины покрытия напыление проводилось при неоднократном (циклическом) перемещении сопла относительно поверхности образца без изменения траектории движения.

Твёрдость никеля и цинка измерялась методом Виккерса на поверхности нанесённого слоя при нагрузке HV 0.05/10 [5].

Сопротивление образцов разрушению под воздействием коррозионной среды проводили по методике ускоренных испытаний при полном погружении в электролит [7]. В качестве агрессивной среды использовался 3% раствор хлористого натрия (Рис.1).

Воздействию коррозионной среды подвергались образцы прямоугольной формы, изготовленные из малоуглеродистой стали 20. В качестве эталона была выбрана нержавеющая сталь аустенитного класса 08Х18Н10Т, которая применяется для изготовления изделий, работающих в средах повышенной агрессивности (растворах азотной, уксусной кислот, растворах щелочей и солей).

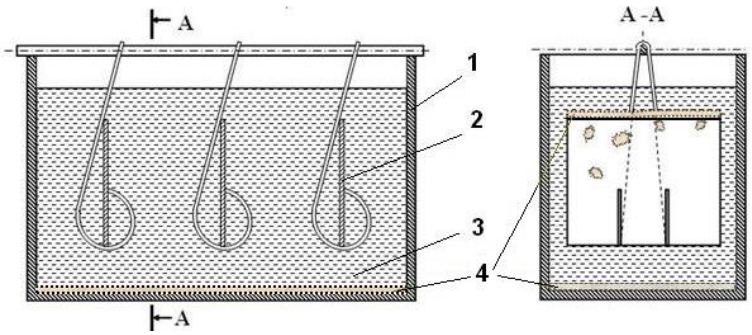
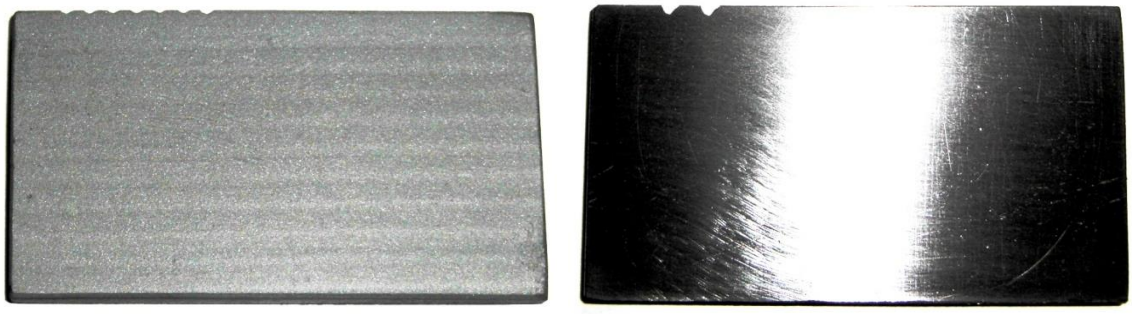


Рис.1 Схема проведения испытаний на коррозию:
1- ванна; 2- образец; 3-раствор, 4- продукты коррозии

На поверхность образцов из стали 20 с двух сторон было нанесено покрытие никеля и цинка при температуре 450^0С толщиной $220x10^{-6}$м. После нанесения металлов на плоскую поверхность торцы образцов покрывались специальным лаком для противодействия коррозионной среде.

Для устранения влияния качества поверхности на результаты испытаний образцы из стали 20, 08Х18Н10Т и выборочно с покрытием никеля подвергались с двух сторон обработке наждачной шкуркой №320 (рис.2).



а б

Рис.2 Образцы из стали 20 после напыления никелем (а)
и обработки наждачной шкуркой (б)

Образцы для проведения исследований вынимались из раствора после 168 часов (1 неделя) нахождения под воздействием коррозионной среды. В качестве оценки сопротивления разрушению поверхности под воздействием коррозии были использованы методы: измерение массы и толщины образцов, определение времени до появления первых коррозионных очагов и площади коррозионного поражения.

Коррозионные потери массы образца в кг/м^2 вычислялись по формуле [6]

$$\Delta m = (m_0 - m_1) / S \quad (1)$$

где m_0 - первоначальная масса образца, кг; m_1 - масса образца после удаления продуктов коррозии, кг; S – поверхность образца до испытания, м^2.

Для вычисления скорости коррозии К использовалось следующее выражение [6]

$$K = (m_0 - m_1) / St \quad (2)$$

где t – время испытаний, год. Скорость коррозии К - кг/(м^2 год).

При наличии на образцах и на дне ванны продуктов коррозии раствор менялся после каждых 168 часов испытаний. Если раствор и образцы оставались чистыми, то раствор заменялся после 336 часов испытаний.

Общие свойства

Визуальная оценка нанесённых слоёв цинка и никели показывает, что они имеют

форму сегмента тёмно серого цвета, возможно из-за наличия на поверхности оксидов. Твёрдость никеля в зависимости от температуры и, главное, времени напыления может изменяться в диапазоне 2000-2800 МПа при толщине слоя до $1x10^{-3}$ м и более. Покрытие никеля после напыления при температуре 360^0С, 450^0С и 540^0С было исследовано на дифрактометре. Твёрдость цинка значительно ниже и не превышает 600 МПа при

Твёрдость цинка также зависит от времени и температуры напыления и не превышает 600 МПа при толщине до $1x10^{-3}$ м и выше (рис.4).

а б

Рис.3 Образцы из стали 20 (а) и стали 20 с покрытием цинка (б)

Коррозионные свойства

Визуальный осмотр образцов после 168 часов испытаний показал, что образцы из нержавеющей стали, как и раствор, остались абсолютно чистыми. Образцы из стали 20 покрылись по всей площади налётом светло коричневого цвета, по – видимому оксида железа, который также в виде осадка покрывал дно ёмкости. При перемешивании раствора продукты коррозии всплывали и в дальнейшем достаточно быстро оседали на дно.

У образцов с покрытием никеля на торцах, обращённых к поверхности, наблюдались рыхлые образования коллоидного типа тёмно коричневого оттенка, которые также частично занимали верхнюю часть плоской поверхности (рис.1). На дне ёмкости эти рыхлые образования также наблюдались по всей площади ванны. При перемешивании раствора они всплывали, а до их полного осаждения требовался значительный промежуток времени.

Покрытие никеля, нанесённое на сталь любым методом, как правило обладает пористостью, и оно является катодом по отношению к железу (стали) [2,7]. Поэтому, происходит массоперенос железа от стали через микроскопические поры покрытия и его осаждение на поверхности никеля в таком виде. Рентгеноструктурный анализ осадков показал, что они не относятся к оксидам железа.

Перед взвешиванием образцы тщательно очищались от загрязнений, промывались в проточной воде и просушивались при температуре 80^0С в течении 45 мин.

Визуальный осмотр образцов показал, что поверхность стали 08Х18Н10Т осталась чистая и не изменила свой цвет. На поверхности стали 20 также не выявлено дефектов, но она приобрела матовый оттенок. У образцов с покрытием никеля выявлены небольшие участки светло коричневого оттенка, которые могут быть интерпретированы как безводные соли никеля [2]. У образцов с покрытием цинка также наблюдалось изменение цвета на части поверхности.

На поверхности никелевого покрытия, подвергнутого обработке шкуркой были обнаружены участки общей площадью 15-20% с изменённым цветом - матовым оттенком. При изменении направленности светового потока на эти участки они приобретали светло коричневый оттенок. Остальная поверхность сохранила блестящий цвет, как и у стали 08Х18Н10Т. Можно предположить, что наблюдаемое изменение качества отдельных участков поверхности обусловлено наличием напряжений в покрытии после напыления. В ряде работ показано, что наличие напряжений в нанесённом покрытии никеля резко

снижает способность сопротивляться коррозии [2,7].

Для измерения потери веса взвешивание образцов проводилось на аналитических весах с точностью 10^{-3} г. Разница в весе образцов с покрытием никеля после промывки и протирки салфеткой или промывки и просушивания в сушильном шкафу составляла 0,04 г, что можно трактовать как наличие значительной пористости покрытия. После механической обработки нанесённого покрытия шкуркой до получения блестящей поверхности такого отличия в весе не наблюдается, то - есть пористость покрытия уменьшается (рис.2).

Коррозионные потери массы образцов из стали 20 имеют практически линейную зависимость от времени нахождения в коррозионной среде и после 2016 часов испытания (12 недель) составили 120×10^{-15} кг/м^2 (рис.4).

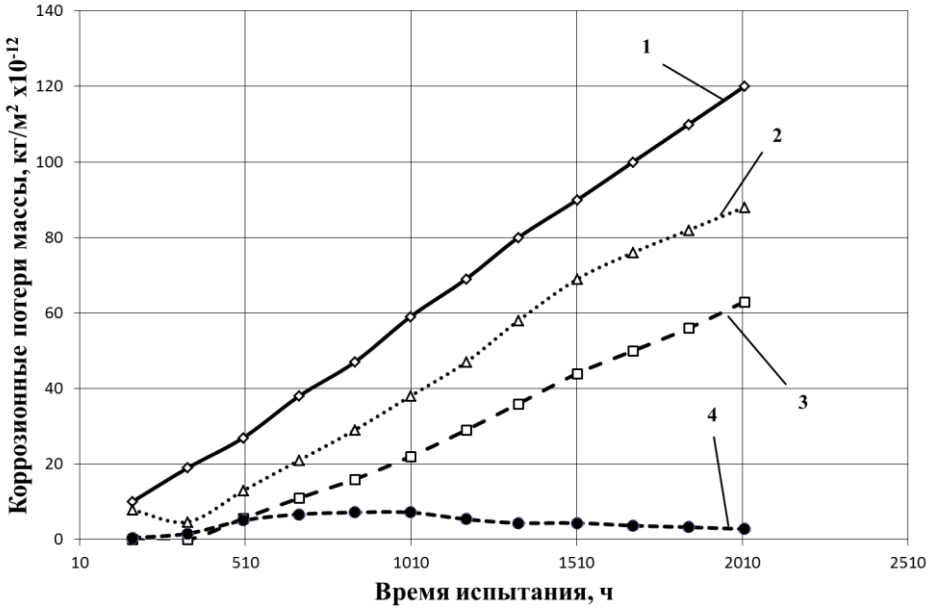


Рис.5 Коррозионные потери массы образцов: 1 - сталь 20, 2 – сталь 20 с покрытием никеля и обработкой поверхности, 3 – сталь 20 с покрытием никеля, 4 – сталь 20 с покрытием цинка.

У образцов с покрытием никеля после 336 часов (2 недели) испытаний коррозионные потери массы приобретают почти линейную зависимость от времени. После завершения испытаний у образцов с покрытием никеля они в 2 раза меньше (63×10^{-15} кг/м^2), чем у стали 20 (рис.5). У образцов, где покрытие никеля было обработано шкуркой, потери массы снижаются всего в 1,4 раза по отношению к стали 20 (рис.5). Для покрытия цинка отмечена другая зависимость потери массы в зависимости от времени испытаний. До 840 часов они возрастают, а в дальнейшем снижаются и к концу испытаний составляют $2{,}8 \times 10^{-15}$ кг/м^2 в начальный период испытаний Коррозионные потери массы у нержавеющей стали были отмечены только после испытаний в течение 1680 часов (10 недель), и они составили $0{,}46 \times 10^{-15}$ кг/м.

Толщина образцов из стали 20 уменьшается в среднем на $3{,}7 \times 10^{-6}$ м за каждые 336 часов нахождения в коррозионной среде. Толщина образцов из нержавеющей стали и стали 20 с покрытием никеля и после обработки поверхности шкуркой за тот же период нахождения в коррозионной среде возрастает в среднем на $1{,}7 \times 10^{-6}$ м, 6×10^{-6} и 12×10^{-6} м соответственно. Толщина образцов из стали 20 с покрытием цинка за тот же период нахождения в коррозионной среде возрастает в среднем на $17{,}2 \times 10^{-6}$ м.

Поверхность образцов с покрытием никеля и цинка после завершения испытаний практически вся была покрыта налётом тёмно и светло коричневого оттенка. У образцов с покрытием никеля и последующей обработкой шкуркой поверхность, подвергнутая

коррозии составляла 60-70%.

Скорость коррозии, рассчитанная по формуле 2, у образцов покрытых никелем, после завершения испытаний (2016 часов) меньше почти в 2 раза, чем у стали 20 (табл.2). Последующая обработка нанесённого покрытия никеля шкуркой сопровождается незначительным улучшением сопротивления воздействию коррозионной среды. Покрытие цинка позволяет повысить сопротивление разрушению стали 20 под воздействием слабого электролита в 42 раза (табл. 2)

Таблица 2

Скорость коррозии, кг/м^2 год х 10^{-15}				
Сталь 20	Сталь 20+Ni	Сталь 20+Ni+ обработка шкуркой	Сталь 20+ Zn	Сталь 08Х18Н10Т
27,3	14,3	20,0	0,63	0,11

ВЫВОДЫ

1. Холодное газодинамическое напыление позволяет наносить покрытие никеля и цинка на поверхность изделий из стали любого профиля толщиной до 1х10^{-3} м с твёрдостью до 2800МПа и 600МПа соответственно.

2. Нанесение никеля газодинамическим напылением может обеспечить повышение сопротивления разрушению под воздействием коррозионной среды почти в 2 раза.

3. Покрытие цинком позволяет снизить скорость коррозии низкоуглеродистой стали в среде электролита более чем в 40 раз. Высокая твёрдость цинка может способствовать повышению сопротивления разрушению под воздействием коррозионно - абразивной среды.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кац Н.Г., Стариков В.П., Парфенова С.Н. Химическое сопротивление материалов и защита оборудования нефтегазопереработки от коррозии: учебное пособие / – Москва: Машиностроение, 2011, 436 с.

2. Алхимов А. П., Клинков С. В., Косарев В. Ф., Фомин В. М. Холодное газодинамическое напыление. Теория и практика. — М. Физматлит, 2010, 536 с.

3. Димет. Применение технологии и оборудования: [*Электронныйресурс*]. Режим доступа: www. dimet - r. narod. ru.

4. Архипов В.Е., Лондарский А.Ф., Мельшанов А.Ф., Москвитин Г.В., Пугачёв М.С. Свойства медных покрытий, нанесённых газодинамическим напылением. Упрочняющие технологии и покрытия. №9, 2011, с.17-23

5. ГОСТ 2999-75. Металлы и сплавы. Метод измерения твёрдости по Виккерсу.

6. Фокин М.Н., Жигалова К.А. Методы коррозионных испытаний металлов. М.: Металлургия, 1986, 80с.

7. Грилихес С.Я., Тихонов К.И. Электролитические и химические покрытия. Теория и практика. Л.6 Химия, 1990, 288с.

ОЦЕНКА ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ

ASSESSMENT OF TRIBOLOGICHESKY PROPERTIES GASDYNAMIC OF COVERINGS

М.С.Пугачев – н.с., **В.Е.Архипов** – к.т.н., в.н.с., **А.Ф.Лондарский** – к.т.н., с.н.с., **Г.В.Москвитин** – д.т.н., зав.лаб.
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

Abstract. In work results of research coefficient friction coverings of copper and nickel are given in steel, and also feature of their wear depending on the specific pressure and properties of coverings. In the range of specific pressure 34,9-59,2 MPa of coefficient friction of couple a covering - the ball in engine oil makes of bearing steel from 0,04 to 0,09. The received results show that for basic surfaces of sliding gasdynamic coverings, especially nickel have big prospects.

В некоторых отраслях машиностроения при производстве машин и оборудования применяются такие ответственные высоконагруженные пары трения скольжения, как, например, пята – подпятник, где используют детали из стали и латуни или бронзы. Для создания опорных поверхностей трения скольжения можно использовать газодинамическое напыление меди или никеля, которые обладают повышенными характеристиками, например твёрдостью HV 1500 и адгезией 50 МПа и выше [1].

Целью работы являлось получение коэффициента трения покрытий меди и никеля на стали, а также определение особенностей их износа в зависимости от удельного давления и свойств покрытий.

При проведении экспериментов по напылению меди и никеля на сталь использовалась газодинамическая установка российского производства «ДИМЕТ – 404» и порошки, состоящие из мелкодисперсной механической смеси твёрдых (Al_2O_3) и пластичных частиц (Cu, Ni) [2]. Твёрдость меди и никеля измеряли по методу Виккерса на микротвердомере HMV-2 (SHIMADZU) при нагрузке HV 0,05 [ГОСТ 2999-75]. Профиль поверхностей покрытий меди и никеля до и после испытаний оценивали с использованием профилографа TIME TR 200 по международному стандарту ISO 4287.

Исследование триботехнических характеристик покрытий проводили на трибометре TRB-S-DE Швейцарской фирмы CSM Instruments по схеме палец – диск [ГОСТ 30480-97]. На образец из стали 40Х в виде диска толщиной $3x10^{-3}$ м и диаметром $62x10^{-3}$ м напыляли слой меди толщиной $1,2\text{-}2x10^{-3}$ м и шириной $15x10^{-3}$ м при температурах 270^0 С и 450^0 С. После механической обработки диска толщина нанесенного покрытия составляла $0,8x10^{-3}$ м при ширине опорной (рабочей) площадки $9x10^{-3}$ м. Слой никеля напыляли при температуре 450^0 С. После механической обработки его толщина составляла $0,7x10^{-3}$ м при ширине опорной (рабочей) площадки $7,5x10^{-3}$м.

Испытания проведены по схеме палец-диск в режиме ступенчатого приложения различной величины удельного давления, ступенчатого снятия удельного давления и в смешанном режиме. Диск с покрытием устанавливали в чашу трибометра с моторным маслом М-10$Г_{2к}$, диапазон удельных давлений в контакте шарик (из стали ШХ15 диаметром $6x10^{-3}$ м) -диск составлял 11,8…62,2 МПа при скорости скольжения напылённого слоя 1м/с. Время испытаний при каждом уровне удельного давления составило 100 с, а длина пути трения 100 м. За такое время испытаний коэффициент трения вполне стабилизировался. Каждый цикл испытаний проводили на новой поверхности напыленного покрытия, т.е. для нового цикла испытаний палец смещали на $0,8 – 1,0\ x10^{-3}$ м.

Шероховатость поверхности покрытия меди и никеля после обработки наждачной шкуркой находилась в пределах $R_a = 0,29\text{-}0,32x10^{-6}$ м, что соответствует 9-му классу

чистоты.

При трении диска с покрытием меди, напылённой при 270 ^{0}C, коэффициент трения во всём диапазоне исследованных удельных давлений возрастает от первоначального значения, а затем достаточно быстро стабилизируется на некотором уровне (линия 1, рис. 2).

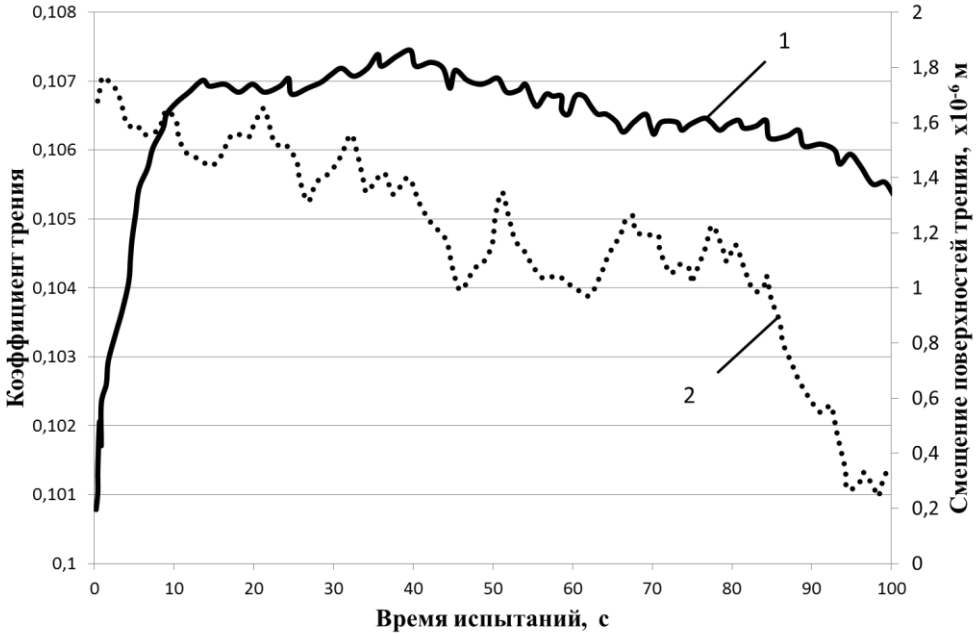


Рис. 2 - Результаты испытания пары шарик (ШХ15) - медное покрытие, нанесённое на стальную подложку при 270 ^{0}C, при удельном давлении 49,9 МПа: 1 - коэффициент трения; 2 - смещение положения пятна контакта шарика с диском в системе измерений трибометра TRB-S-DE

Удельное давление некоторым образом влияет на конечное значение коэффициента трения. Так в диапазоне 11,8-27,5 МПа коэффициент трения имеет максимальное значение (линия 1, рис. 3), по мере увеличения удельного давления (34,6-55,0 МПа) он уменьшается до 0,08-0,09, а при дальнейшем повышении удельного давления снижается до 0,07-0,08.

Величина смещения поверхностей трения (ΔL) в системе измерений трибометра имеет строгую корреляцию с прилагаемым удельным давлением. Смещение высоты положения пятна контакта шарика (Δ L) в системе измерений трибометра может происходить за счёт деформации и/или износа меди, износа шарика или совместного влияния этих двух механизмов (линия 2, рис. 2). Величина ΔL увеличивается от 0,2x10^{-6} м до 2,8x10^{-6} м по мере повышения удельного давления от 11,7 до 59,2 МПа. Общая сумма таких смещений ($\sum \Delta$ L) для всего объема испытаний медного покрытия составила 19,34x10^{-6} м. Если принять, что это смещение ($\sum \Delta$L) произошло за счёт износа шарика, то пятно контакта должно иметь диаметр около 700x10^{-6} м.

Исследование пар трения после испытаний показало отсутствие следов износа медного покрытия, напылённого при 450 ^{0}C, а на шарике выявлено пятно контакта диаметром 750x10^{-6} м, что близко к расчётной величине 700x10^{-6} м. Таким образом, общее смещение положения сопряжённых поверхностей можно отнести за счёт износа шарика. Отсутствие износа меди и значительный износ шарика из стали ШХ15 требует более фундаментальных исследований с использованием тонких методов оценки состава и структуры медного покрытия.

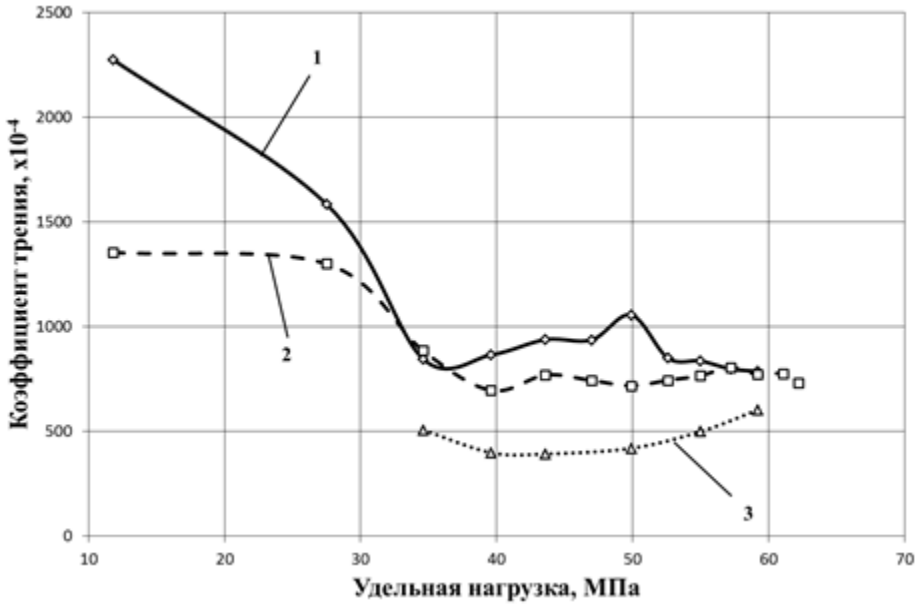


Рис. 3 - Изменение коэффициента трения в зависимости от удельного давления: 1 – медь (270 ^{0} С); 2- медь (450 ^{0} С); 3- никель (450 ^{0} С)

У образца с покрытием меди, напылённой при температуре 450 ^{0} С, коэффициент трения наоборот снижается во всём диапазоне исследованных нагрузок от первоначального значения и затем стабилизируется на некотором уровне (линия 1, рис.4).

Величина нагружения также оказывает влияние на конечное значение коэффициента трения. При удельном давлении в диапазоне 11,8-27,5 МПа коэффициент трения имеет максимальное значение и находится в интервале 0,13-0,14 (линия 2, рис.3). По мере повышения удельного давления с 34,6 МПа до 61,2 МПа коэффициент трения понижается и сохраняется на уровне 0,07-0,08. Величина смещения поверхностей трения (ΔL) не имеет строгой корреляции с прилагаемым удельным давлением.

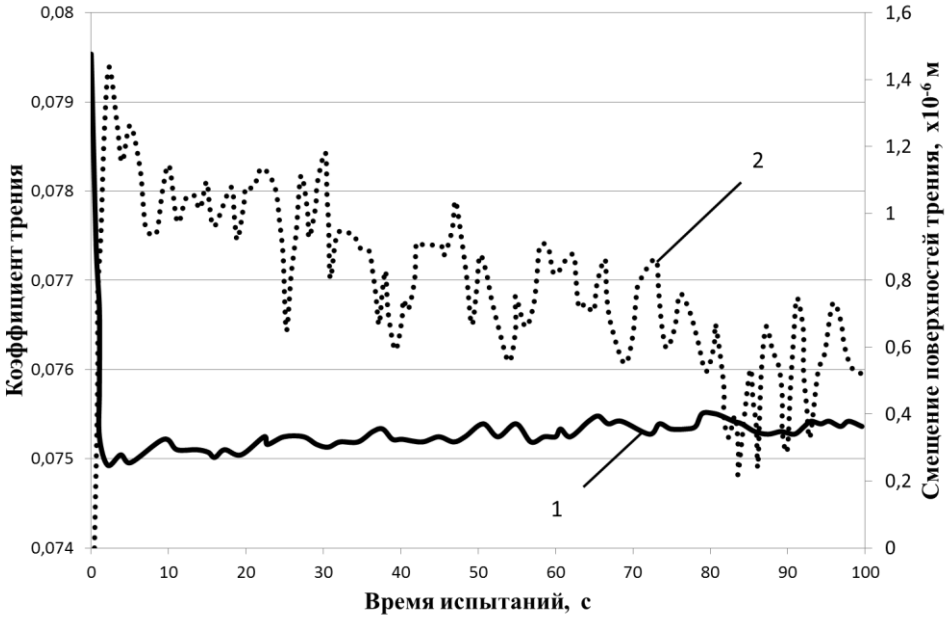
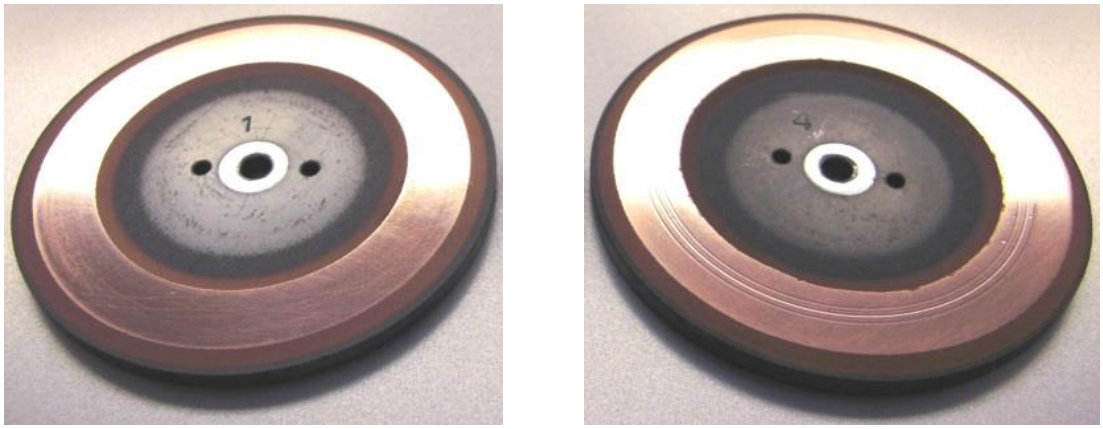


Рис.4 Результаты испытания медного покрытия, напылённого при температуре 450 ^{0} С, при удельном давлении 49,9 МПа: 1 - коэффициент трения; 2 - смещение поверхностей трения

Осмотр медного покрытия выявил на нем чёткое кольцо канавки от воздействия шарика (рис.5).



а б

Рис. 5 Внешний вид образцов после испытания покрытия меди, напылённого при температуре: а - 270 ^{0} С и б - 450 ^{0} С

Исследование профиля поверхности показало, что в зоне канавки произошла деформация покрытия, симметрично относительно оси шарика (рис. 6). На профилограмме видна впадина шириной 280х10^{-6} м и глубиной 4,8х10^{-6} м от воздействия шарика. По краям впадины видны выдавленные шариком участки шириной 270х10^{-6} м, симметрично выступающие над поверхностью на 2,8х10^{-6} м. Отсюда можно утверждать, что при трении медного покрытия, напылённого при 450 ^{0} С, с шариком из стали ШХ15 происходит пластическая деформация меди.

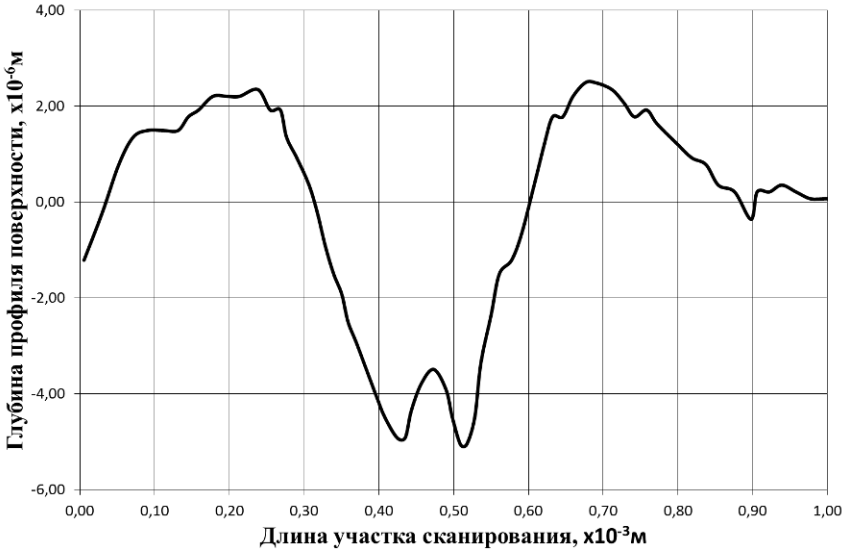


Рис.6 - Профиль поверхности медного покрытия, напыленного при 450°С, после испытаний

При испытании никелевого покрытия, однозначной зависимости флуктуирующей величины коэффициента трения от удельного давления не выявлено, но отмечена тенденция его роста. В диапазоне удельных давлений 34,6-59,2 МПа коэффициент трения имел значения 0,04-0,05 (линия 3, рис. 3).

Визуальный осмотр образца после испытания выявил отчётливые следы деформации или износа. Исследование на профилометре выявило симметричную относительно оси шарика деформацию покрытия. Размеры впадины от воздействия шарика: ширина 335х10^{-6} м, а глубина 2,8х10^{-6} м. По краям впадины виден участок шириной 310х10^{-6} м, выступающий над уровнем поверхности на 1,4х10^{-6} м (рис.7).

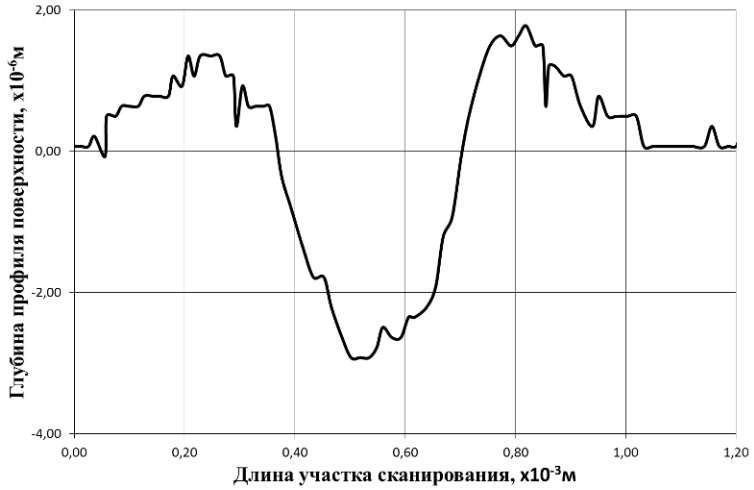


Рис. 7 Профиль поверхности никеля после испытаний

В таком случае, можно говорить о механизме взаимодействия покрытия никеля и стали ШХ15, заключающемся в пластической деформации никеля.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Полученные результаты испытаний следует рассматривать как предварительные, т.к. они относятся к начальному моменту взаимодействия пар трения.

2. Медь, напылённая при 270 ^{0} С, имеет твёрдость до HV 1610, а в диапазоне удельных давлений 34,9-59,2 МПа коэффициент ее трения в паре с шариком из стали ШХ15 в моторном масле М-10$Г_{2К}$ составляет 0,08-0,09. После испытаний на ней не были отмечены следы деформации или износа, а контртело из стали ШХ15 имело значительный износ.

3. Медь, напылённая при 450 ^{0} С, имеет меньшую твёрдость (HV 1500) и в диапазоне удельных давлений 34,9-61,2 МПа коэффициент трения равен 0,07-0,08. После испытаний на покрытии выявлены следы деформации, соответствующие профилю шарика.

4. Никель, напылённый при 450 ^{0} С, имеет твёрдость до HV 2260 и в диапазоне удельных давлений 34,9-59,2 МПа коэффициент трения, равным 0,04-0,05. После испытаний на покрытии были отмечены следы деформации, соответствующие профилю шарика.

5. Полученные результаты показывают, что для опорных поверхностей скольжения большую перспективность имеют газодинамические покрытия, особенно никеля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Архипов В.Е., Балашова А.В., Лондарский А.Ф., Москвитин Г.В., Пугачёв М.С. Повышение качества газодинамических покрытий // Вестник машиностроения. 2012. № 8. С. 48-51.

2. Димет. Применение технологии и оборудования: [сайт]. URL: http://www.dimet-r.narod.ru/(дата обращения: 26.03.2013).

3. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. М. : Мир, 1989. 510с.

4. Архипов В.Е., Лондарский А.Ф., Мельшанов А.Ф., Москвитин Г.В. Свойства медных покрытий нанесённых газодинамическим напылением // Упрочняющие технологии и покрытия. 2011. № 9. С. 17-23.

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА СБОРКИ – ГАРАНТИЯ ЭКСПУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ ИЗДЕЛИЯ
BUILD QUALITY - ENSURING RELIABILITY PRODUCTS

Н.А.Пышечкин – студ., **С.Л.Петухов** – к.т.н., доц.
Университет Машиностроения

Abstract. Investigation of the accuracy of obtaining the given moment was carried out for the threaded connection of the «bolt-nut». Rated torque for screwing the bolt into the threaded hole of case details. To ensure this, the time required size actuator is selected, the estimated value of torque provided by the selected pneumatic. Studies have shown that the spread of points is within tolerance. The resulting precision threaded joints provide the required reliability and durability.

Современная рыночная экономика предъявляет высокие требования к качеству выпускаемой продукции. Конкурентоспособность на рынке товаров и услуг связана с двумя показателями – уровнем цены и уровнем качества продукции. Причем второй фактор постепенно выходит на первое место.

В последнее время многие предприятия столкнулись с необходимостью управления точностью автоматизированной сборки. Решить вопросы достижения требуемого качества еще на стадии проектирования оборудования дает возможность использования статистического моделирования работы разрабатываемой сборочной линии. Если при оценке эффективности работы автоматизированной сборочной линии учитывать в качестве исходных условий только характеристики надежности работы исполнительных узлов, то недоучет влияния параметрических отказов приведет к снижению производительности работающих сборочных линий по сравнению с проектируемыми. Моделирование поможет выявить причины появления дефектов (отклонений от технических требований) на каждой позиции линии и поможет прогнозировать их появление.

На всех позициях должны быть заданы в качестве исходных данных для сопрягаемых деталей математические ожидания, средние квадратичные отклонения диаметров, нижние и верхние границы допусков на зазор. Если на сборочных позициях производится, например, напрессовка шестерен на вал, то при крупносерийном и массовом производстве, отличающихся стабильностью процесса, рассеяние размеров сопрягаемых отверстия и вала не превышают $\pm 3\sigma$ от среднего значения совокупности.

В корпусных деталях сложной формы, как правило, можно измерить деформации от сборочных усилий только на одной, чаще всего на внутренней цилиндрической поверхности, т.к. внешняя цилиндрическая поверхность имеет продольные и поперечные рёбра жесткости, различные приливы и др. Ограниченное число преобразователей не выявляет действительных отклонений формы, но указывает на их возникновение.

Типичной деформацией корпусных деталей является своеобразное выпучивание на цилиндрических поверхностях, появляющиеся в результате действия крепёжных винтов.

Для оценки местного выпучивания поверхности разработан приближённый метод, при котором выпучивание цилиндрической поверхности определяется главным образом радиальной составляющей силы взаимодействия между нитками резьбы Р. Перемещение точки рабочей цилиндрической поверхности, отстоящей от оси винта на расстоянии ρ по величине будет таким же, как радиальное перемещение на наружной поверхности трубы с размера м: $r_в = a$; $r_н = p$, нагруженной по внутренней поверхности давлением Р.

Тогда

$$\omega_1 = \frac{2a^2\rho}{E(\rho^2 - a^2)},$$

а проекция этого перемещения на нормаль к поверхности

$\omega = \omega_1 \cos(\psi + \varphi)$.

За независимую переменную, определяющую положение точки, принимается угол φ, тогда $\rho = \sqrt{b^2 + 2R(R+b)(1-\cos\varphi)};\ \omega = 2a^2 \frac{\left[(R+b)\cos\varphi - R\ \right]P_z}{E(\rho^2 - a^2)}$

где b -максимальное выпучивание.

Определение необходимого расстояния от затягивания винтов при сборке можно проводить по зависимостям, связывающим безразмерное вспучивание от поверхности отверстия до оси винта.

На рисунке 1 показано обычное болтовое соединение до затяжки (после свинчивания), после затяжки и в промессе работы изделия. Усилие затяжки $P_{зат}$ должно быть таким, чтобы надежно сжать стыки деталей (создать натяг по плоскости). Сжатие стыков вызывает их деформацию, увеличение контакта поверхности и отсюда обеспечение герметичности. Кроме того, в процессе затяжки происходит деформация резьбы. $P_{зат}$ создает по длине болта неодинаковые напряжения $\sigma_в$. С точки зрения повышения выносливости болтов необходимо создать в них максимально возможные величины $P_{зат}$ и иметь податливые болты при наличии жестких стягиваемых деталей.

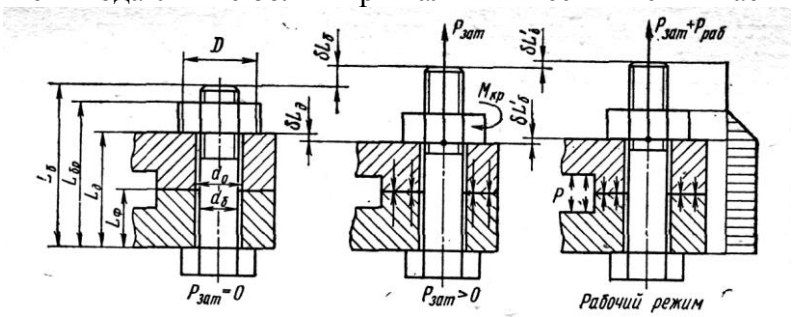


Рис. 2 Резьбовое соединение после сборки и при работе изделия

Точный и надежный контроль усилия затяжки при сборке обеспечивает необходимые запасы прочности резьбового соединения, а в эксплуатации гарантирует его от преждевременного разрушения.

Прикладываемый к гайке $M_{кр}$ затрачивается на преодоление моментов трения по торцу гайки и в резьбе, возникающих вследствие образования осевого натяга между деталями при затяжке. Точность расчёта М зависит от правильного установления величин f и f_1, которые колеблются в значительном диапазоне.

Угол поворота гайки α_r после контакта с деталью и соответствующее ему $P_{зат}$ связаны между собой следующей формулой:

$$\alpha_r = \frac{P_{зат}}{S}\left(\frac{L_{б.р.}}{E_б F_б} + \frac{L_д}{E_д F_д}\right) \cdot 360^o$$

Где $L_{б.р}, L_д$ - нагружаемая (рабочая) длина болта и толщина стягиваемых фланцев; $E_{б.}, E_д$ - соответственно модули упругости материала болта и стягиваемых деталей; $F_{б.}$ - площадь сечения болта;, $F_д$ -площадь конуса давления, *создаваемого* в стягиваемых фланцах; $F_б = \frac{\pi d_б^2}{4}$, где $d_{б.}$ -диаметр болта. Угол конуса давления α_0 зависит от $P_{зат}$. Чем

больше $P_{зат}$, тем больше α_0 создается в фланцах. Часто расчёты α_0 производят при $\alpha_з = 90^0$. В этом случае:

$$F_д = \frac{\pi}{4}\left[(D + L_ф)^2 - d_0^2\right],$$

где $L_ф$ -толщина фланца.

Основным параметром качественной затяжки резьбового соединения является точность силы затяжки крепёжной детали (болта или шпильки) $P_{зат}$ для $l > 6d$, которая определяется по удлинению крепёжной детали :

$P_{зат} = \Delta l / \lambda_б$,

где Δl -удлинение болта;

$\lambda_б$ -податливость болта.

При наличии фасок на винте шириной C_B и на гайке $C_Г$ допустимое предельное параллельное смещение осей винта и гайки

$$\Delta_K = (\Delta_{O\min} / 2) + C_O + (C_Г - h),$$

где h -высота профиля резьбы, мм.

Максимально допустимый угол относительного наклона (угол перекоса) осей определяется оп формуле:

$$\gamma = arctg \frac{(D_O - \frac{D_Г - d_U}{2})tg\alpha / 2}{(D_B - d_B)/2},$$

где D_B,$D_Г$ -наружные диметры резьб винта и гайки соответственно;

d_B, $d_Г$ - внутренний диаметр резьбы винта и гайки; α - угол профиля резьбы.

Для резьб диаметром 6…27 мм угол наклона осей находится в пределах 3,5 … I °.

Условием гарантированного сопряжения резьбовых поверхностей при совместном параллельном смещении осей и при наличии фасок, будет:

$$\Delta_{y\Sigma} = (\Delta_{O\min} / 2) + C_B + C_Г - h) - (D_B - h)tg\alpha / 2/$$

Таким образом, для выполнения условий собираемости двух деталей, сопрягаемых по их резьбовым поверхностям, необходимо чтобы одна из деталей имела возможность смещаться и поворачиваться в пространстве в пределах погрешностей, не превышающих полей допусков относительного положения их на базирующих устройствах, обеспечивалось вращение и поступательное движение вдоль осей одной из сопрягаемых деталей с приложением крутящего момента для преодоления трения в резьбе и достижения заданной величины затяжки.

Основным технологическим требованием при сборке крепёжных резьбовых соединений является создание с их помощью определённого усилия сжатия фланцев (стыков) соединяемых деталей. В результате затяжки, зависящей от углового поворота гайки после упора, создается в болте растягивающее усилие, а в деталях - сжимающее. Это вызывает деформацию деталей, величина которой зависит от их жесткости. Точка приложения усилия находится в местах контакта крепёжных деталей с основными в осевом направлении.

Усилие затяжки $P_{зат}$ должно быть таким, чтобы надёжно сжать стыки деталей (создать натяг на плоскости).

В корпусных деталях сложной формы, как правило, можно измерить деформации от сборочных усилий только на одной, чаще всего на внутренней цилиндрической поверхности, т.к. внешняя цилиндрическая поверхность имеет продольные и поперечные рёбра жесткости, различные приливы и др. Ограниченное число преобразователей не выявляет действительных отклонений формы, но указывает на их возникновение.

В процессе работы изделия многие резьбовые соединения под действием рабочих нагрузок $P_{раб}$ дополнительно нагружаются, что вызывает дальнейшую их деформацию

$\partial L_б'$, а стыки разжимаются на величину $\partial L_д'$. В связи с этим $P_{зат}$ болта должно быть максимально возможным с учетом $P_{раб}$, чтобы под действием сил $P_{зат} + P_{раб}$ при работе не произошло повреждение резьб, либо поломка болта. Вместе с тем для обеспечения герметичности (нераскрытия) стыков при работе необходимо, чтобы $\partial L_д' < \partial L_д$. Обычно в болте (шпильке) создают напряжение σ = (0,5…0,6) $\sigma_в$, где $\sigma_в$ - предел текучести материала болта (шпильки). Точный и надежный контроль усилия затяжки при сборке обеспечивает необходимые запасы прочности резьбового соединения, а в эксплуатации гарантирует его от преждевременного разрушения.

Косвенными параметрами контроля усилия затяжки резьбовых соединений являются крутящий момент $M_{кр}$, прикладываемый к гайке при затяжке, угол поворота гайки после соприкосновения с закрепляемой деталью, удлинение болта (шпильки), осадка (деформация) шайб.

Прикладываемый к гайке $M_{кр}$ и $P_{зат}$ в болте (шпильке) связаны между собой следующей зависимостью:

$$M_{кр} = P_{зат}\left(\frac{1}{3} f \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} + \frac{d_{ср}}{2} \cdot \frac{\frac{S}{\pi d_{ср}} + f_1}{1 - \frac{S}{\pi d_{ср}} f_1}\right)$$

где D-диаметр опорной поверхности гайки:,

d_o - диаметр отверстия под болт;

$d_{ср}$ - средний диаметр резьбы;

S - шаг резьбы;:

f - коэффициент трения на опорной поверхности гайки;

f_1 - приведённый коэффициент трения в резьбе.

Прикладываемый к гайке $M_{кр}$ затрачивается на преодоление моментов трения по торцу гайки и в резьбе, возникающих вследствие образования осевого натяга между деталями при затяжке. Точность расчёта М зависит от правильного установления величин f и f_1, которые колеблются в значительном диапазоне.

Удлинение болта $\delta L_б$ происходит под действием Рзат , создаваемого в болте; $\delta L_б$ и Рзат связаны между собой формулой Гука:

$$\delta L_б = P_{зат} \frac{L_б}{E_б F_б}.$$

В расчёте $\delta L_б$ допускается, что болт равномерно нагружен по всей его длине. В процессе сборки $\delta L_б$ измеряют непосредственно и косвенным путём. При косвенном измерении определяют $\delta L_б$ определяют первоначальную длину болта $L_{б.}$ (до затяжки) и длину болта после затяжки $L_{б.}$

Высокой точности Рзат можно достичь комбинированным способом затяжки. В этом случае затяжку производят в два этапа: вначале контроль осуществляют, например, по моменту $M_{кр}$, ,а затем по углу поворота гайки α_r.

Основным параметром качественной затяжки резьбового соединения является точность силы затяжки крепёжной детали (болта или шпильки) Рзат. Для l > 6d ,которая определяется по удлинению крепёжной детали:

Рзат= $\Delta l / \lambda_б$,

где Δl -удлинение болта;

$\lambda_б$ -податливость болта.

$$P_{зат} = \frac{\Delta l \cdot E_б F_б}{l},$$

где $E_б$ -модуль упругости материала болта;

$F_б$ -площадь сечения болта или шпильки в мм2.

$\Delta_{з\min}$ - минимальный зазор между шпоночным пазом и шпонкой:

$\Delta_{O\min} = (D_{\max} - d_{\min})/2$.

Условие собираемости соединений с резьбовыми сопрягаемыми поверхностями означает, что сопряжение резьбовых соединений должно обеспечить необходимый момент затяжки без заклинивания и срыва резьбы.

Максимально допустимое параллельное смещение $\Delta_К$ осей винта и гайки:

$$\Delta_К = \Delta_{O\min}/2,$$

Где $\Delta_{O\min}$ - минимальный зазор между резьбовыми поверхностями по среднему диаметру, определяемый видом посадки и квалитетом изготовления, мм.

При наличии фасок на винте шириной C_o и на гайке $C_г$ допустимое предельное параллельное смещение осей винта и гайки:

$$\Delta_К = (\Delta_{O\min}/2) + C_O + (C_Г - h),$$

Где h - высота профиля резьбы, мм.

Максимально допустимый угол относительного наклона (угол перекоса) осей определяется по формуле:

$$\gamma = arctg \frac{(D_O - \frac{D_Г - d_U}{2}) tg\alpha/2}{(D_В - d_B)/2},$$

где $D_в$,$D_г$ -наружные диметры резьб винта и гайки соответственно;

$d_в$,d_U - внутренний диаметр резьбы винта и гайки; α - угол профиля резьбы.

Для резьб диаметром 6…27 мм угол наклона осей находится в пределах 3,5. I °.

Условием гарантированного сопряжения резьбовых поверхностей при совместном параллельном смещении оей и при наличии фасок, будет:

$$\Delta_{y\Sigma} = (\Delta_{O\min}/2) + C_B + C_Г - h) - (D_B - h) tg\alpha/2$$

Таким образом, для выполнения условий собираемости двух деталей, сопрягаемых по их резьбовым поверхностям, необходимо чтобы одна из деталей имела возможность смещаться и поворачиваться в пространстве в пределах погрешностей, не превышающих полей допусков относительного положения их на базирующих устройствах, обеспечивалось вращение и поступательное движение вдоль осей одной из сопрягаемых деталей с приложением крутящего момента для преодоления трения в резьбе и достижения заданной величины затяжки.

Исследование точности получения заданного момента проводилось для резьбового соединения типа «болт-гайка». Рассчитанный крутящий момент для завинчивания болта в резьбовое отверстие корпусной детали получился равным М=15н·м. Для обеспечения этого момента был выбран пневмопривод необходимого типоразмера, расчетное значение крутящего момента этого пневмопривода показало, что разброс моментов лежит в пределах допустимого и составляет ±13%. Получаемая точность резьбовых соединений обеспечит требуемую надежность и эксплуатационную долговечность.

МОДЕЛЬ НЕЛИНЕЙНОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

MODEL OF NONLINEAR DEFORMING OF POLYMER COMPOSIT MATERIALS

А.Н. Русланцев – бакалавр, инж.
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

Abstract. Usage of carbon fibre reinforced plastics (cfrp) as the construction material in the aerospace industry allows to increase resource, corrosion resistance and other important properties of the material. For full realization of mechanical properties we need to develop methods of calculation and prediction of the resistance of material to impacts. The model, based on theory of laminas and non-linear approximation of in-plane shear stress-strain curve of lamina and able to predict non-linear deformation of cfrp, is proposed. Explicit expressions of stiffness and compliance matrices are calculated as multiplication of the matrices, corresponding to the elastic characteristics and the matrix, considering non-linear properties of the laminate.

Полимерные композиционные материалы получают все более широкое распространение в авиационной и ракетной технике. Поэтому разработка методов, позволяющих описывать свойства материалов с учетом структурных и технологических факторов является актуальной задачей. В данной работе с помощью матричных алгоритмов и аналитической аппроксимации кривых деформирования в плоскости слоя при сдвиге предлагается метод построения нелинейных определяющих соотношений пакета по характеристикам слоя.

В международном Проекте Third World-Wide Failure Exercise (WWFE-III), посвященном разработке моделей деформирования и разрушения полимерных композитов [1], приведены данные нелинейного деформирования при сдвиге в плоскости слоя (рис. 1).

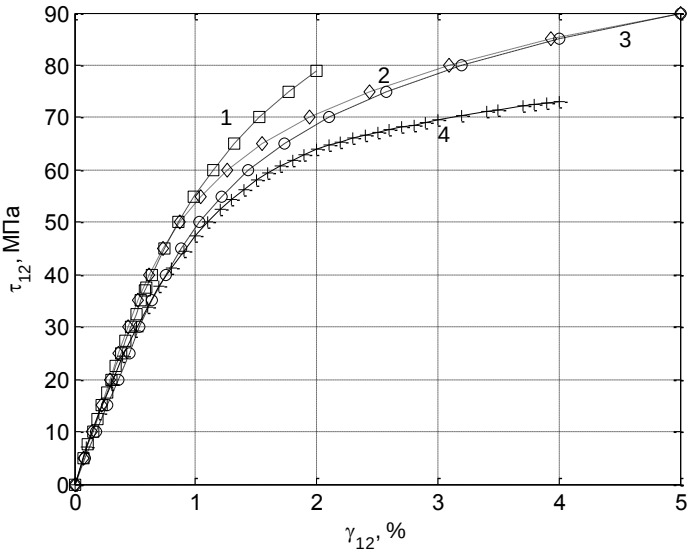


Рис. 1. Кривые деформирования при сдвиге в плоскости слоя. Углепластики AS4/3501-6 (1), IM7/8552 (2), G40/800 (3), стеклопластик LY556/60 (4)

Поскольку нелинейные свойства слоя и пакета в основном определяются нелинейными свойствами слоя при сдвиге в плоскости слоя [2], выполним аппроксимацию кривой деформирования при сдвиге на примере углепластика AS4/3501-6. Упругие характеристики слоя следующие: $E_1 = 126$ ГПа, $E_2 = 11$ ГПа, $G_{12} = 6{,}6$ ГПа, $\nu_{12} = 0{,}28$.

Для большинства углепластиков можно выделить начальный линейный участок на диаграмме деформирования при сдвиге, поэтому будем использовать следующую аппроксимацию (рис. 2): $\tau_{12}(\gamma_{12}) = g_{66}^0 \gamma_{12} - \Delta g \cdot H(\gamma - \gamma^*)$, где g_{66}^0 - модуль сдвига на начальном участке, $H(\,)$ – функция Хэвисайда соответствующего аргумента. Обозначим $f = \Delta g \cdot H(\gamma - \gamma^*)$.

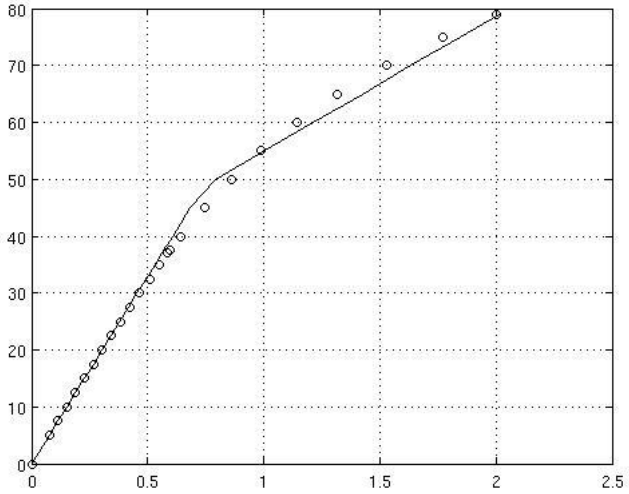


Рис. 2. Аппроксимация кривой деформирования в плоскости сдвига для углепластика AS4/3501-6. Кружками показана экспериментальная зависимость [1]

Матрицу жесткости слоя представим в следующей форме: $[G_{12}] = [G_{12}^0] - [G_0] f$, где $[G_{12}^0]$ - матрица жесткости слоя, $[G_0] = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$.

Переход к матрице жесткости пакета осуществляется следующим образом: $[G_{xy}] = \Sigma [T_1][G_{12}^0][T_1]^T \bar{h}_i$, где T_1 – матрица поворота, $\bar{h}_i$ – относительная толщина *i*-го слоя. При этом $[G_{xy}^0] = \Sigma [T_1][G_{12}][T_1]^T \bar{h}_i$, $[G] = \Sigma [T_1][G_0][T_1]^T \bar{h}_i$.

Матрица податливости вычисляется как обратная матрице жесткости: $[S_{xy}] = [G_{xy}]^{-1} = [[G_{xy}^0][I] - [G] f]^{-1} = [[I] - [G_{xy}^0]^{-1}[G] f]^{-1} [G_{xy}^0]^{-1}$, I – единичная матрица.

Пусть $[A] = [G_{xy}^0]^{-1}[G]$, а $[S_{xy}^0] = [G_{xy}^0]^{-1}$. Представим матрицу A в виде: $[A] = [R][D][R]^{-1}$, где R – матрица, составленная из нормированных собственных векторов, а $D = diag(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3)$ – диагональная матрица собственных значений. Раскладывая в ряд, получим

$$[[I] - [A] f]^{-1} = 1 + Af + (Af)^2 + \ldots = R(1 + Df + (Df)^2 + \ldots) R^{-1},$$

$$1 + Df + (Df)^2 + \ldots = diag(1 + \lambda_i f + (\lambda_i f)^2 + \ldots) = diag\left(\frac{1}{1 - \lambda_i f}\right)$$

Таким образом, матрицу податливости пакета можно представить в следующем виде:

$$[S_{xy}] = [R] diag\left(\frac{1}{1 - \lambda_i f}\right) [R]^{-1} [S_{xy}^0].$$

Деформаций по осям *x* и *y* описывается следующим образом:

$$\varepsilon_x^{(i+1)} = \varepsilon_x^{(i)} + s_{xx}^{(i)} \cdot (\sigma_{i+1} - \sigma_i)$$

$$\varepsilon_y^{(i+1)} = \varepsilon_y^{(i)} + s_{xy}^{(i)} \cdot (\sigma_{i+1} - \sigma_i)$$

При помощи описанной выше модели нелинейного деформирования была построена зависимость продольных и поперечных деформаций пакета со схемой укладки $[0/\pm45^0/90^0]$ от величины напряжений. Соответствие экспериментальных и расчетных данных показано на рис. 3.

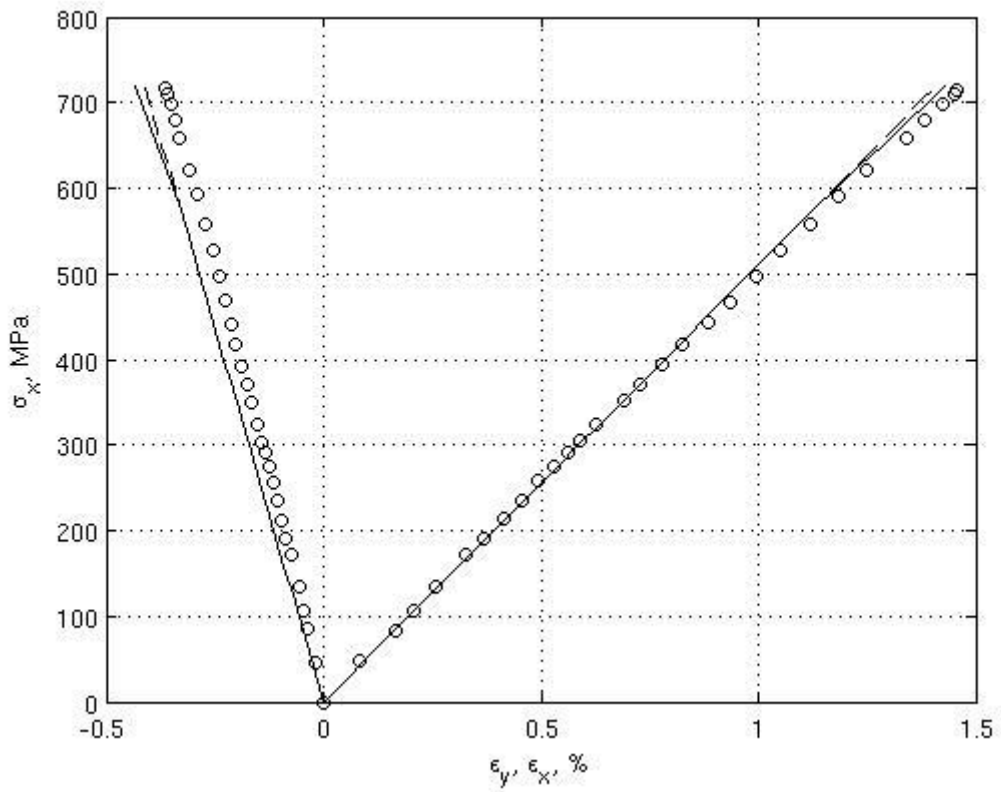
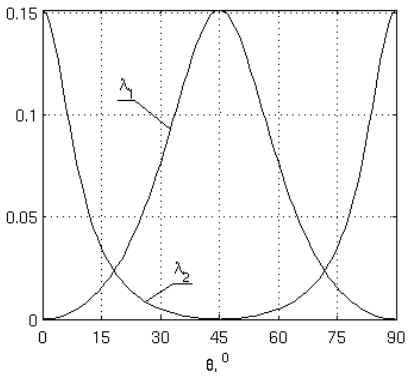


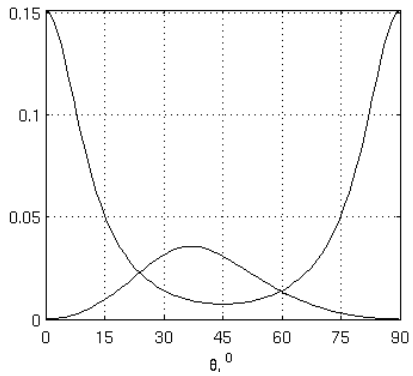
Рис. 3. Зависимость деформаций от напряжений в пакете. Кружками показана экспериментальная зависимость [3], сплошной линией – теоретическая, пунктирная – без учета нелинейных свойств

Можно сделать предположение, что собственные числа $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ описывают какие-либо свойства материала. Исследуем изменение собственных чисел при изменениях схемы укладки и упругих характеристик материала.

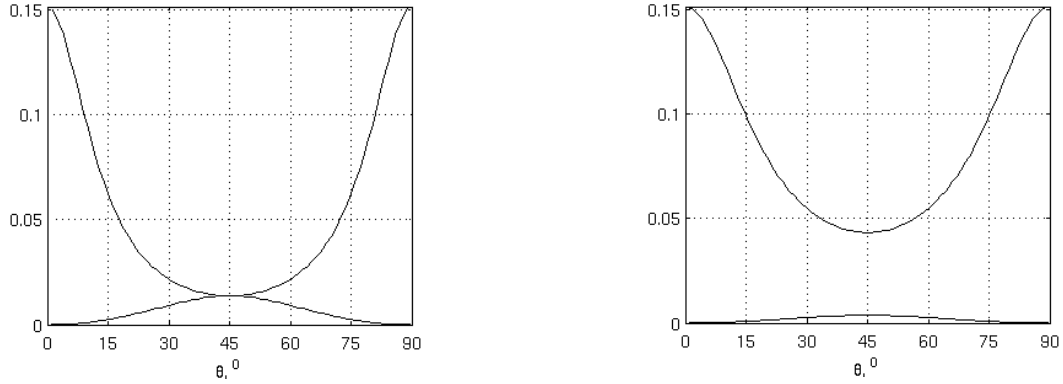
Характер изменения собственных чисел для различных укладок показан на рис. 4. Можно предположить, что максимум λ_1 зависит от относительной толщины слоя $\pm\theta$. Максимальное значение λ_1 не может превышать максимальное значение λ_2. При θ = 45^0 λ_2 всегда минимально.



а)



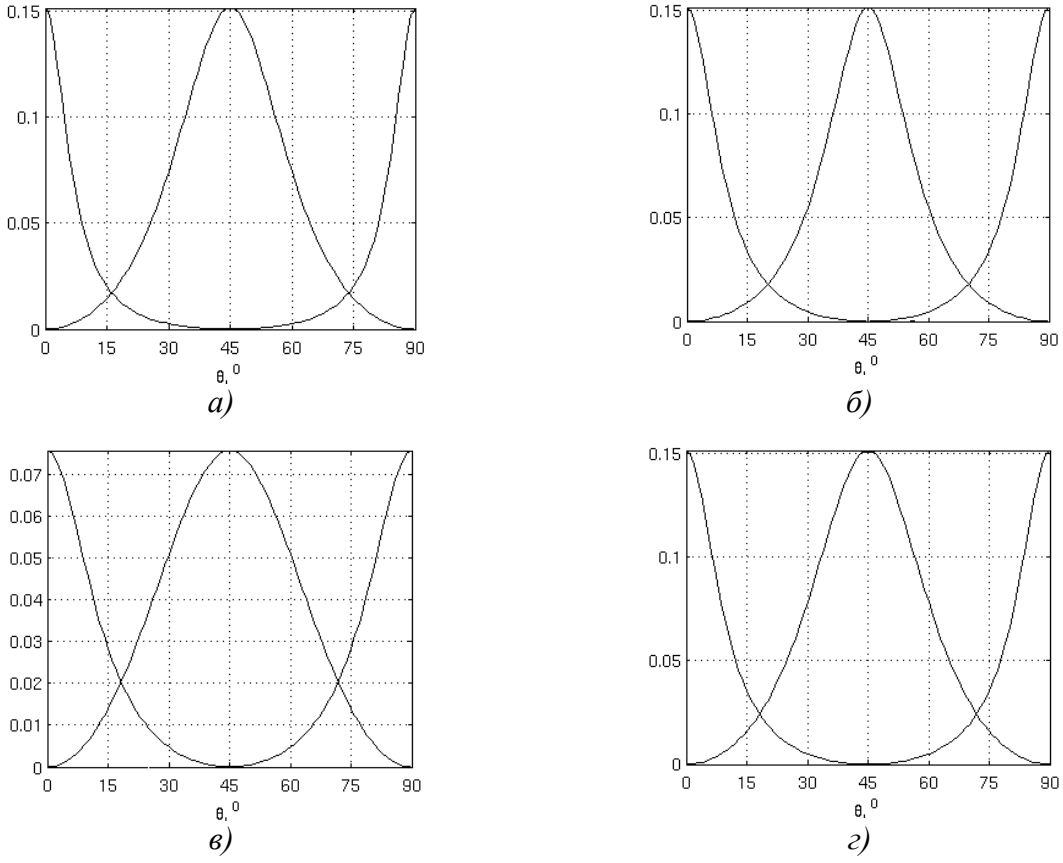
б)



в) *г)*

Рис. 4. Зависимость собственных чисел от схемы укладки. а) [±θ], б) [0/±θ], в) [0/±θ/90], г) [0_4/±θ/90_4]

Рассмотрим также для укладки $\pm\theta$ зависимость собственных чисел от упругих характеристик материала (рис. 5).



а) *б)*

в) *г)*

Рис. 5. Зависимость собственных чисел от упругих характеристик. а) значение E_1 увеличено в 2 раза по сравнению с исходным (рис. 1, а), б) E_2 увеличено в 2 раза, в) G_{12} увеличено в 2 раза , г) ν_{12} увеличено в 2 раза

Можно сделать вывод, что максимальное значение λ_2 обратно зависит только от величины G_{12} . Изменение ν_{12} очень слабо влияет на собственные числа. Третье собственное число всегда равно 0, поскольку ранг матрицы *A* равен 2.

Исследуем зависимость упругих характеристик материала в зависимости от схемы армирования.

Рассмотрим влияние нелинейных сдвиговых свойств на E_1 и E_2. Для пакетов со схемами армирования [0/±θ/90] и [±θ] наибольшее влияние нелинейных свойств на E_1 проявляется при $\theta = 47^0$, на E_2 – при $\theta = 43^0$, на G_{12} – при $\theta = 45^0$. λ_1 имеет экстремум при $\theta = 45^0$. Для пакета [0/±θ/90] наибольшее влияние нелинейных свойств на E_1 проявляется при $\theta = 40^0$, на E_2 – $\theta = 35^0$, на G_{12} – при $\theta = 37^0$. λ_1 имеет экстремум при $\theta = 36^0$. Можно сделать предположение, что собственные числа являются расчетными величинами и не описывают физических свойств материала.

Данная работа показывает удовлетворительное согласие экспериментальных и расчетных данных. Предложенный метод может быть рекомендован для расчета элементов конструкций из полимерных композиционных материалов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Kaddour A.S., Hinton M.J., Li S., Smith P.A. Damage prediction in polymeric composites update of part (A) of the third world-wide failure exercise (WWFE-III) // 18th Int-l conference on composite materials. QinetiQ Ltd, 2011. – 48 p.

2. Думанский А.М., Русланцев А.Н., Карасева А.А. Расчет нелинейного деформирования перекрестно армированных углепластиков // Материалы IX Международной конференции по неравновесным процессам в соплах и струях (NPNJ’2012), 25-31 мая 2012г., Алушта. М.: Изд-во МАИ, 2012. 656с.: ил.

3. Sun T.C., Tao J., Kaddour A.S. The prediction of failure envelopes and stress/strain behavior of composite laminates: Comparison with experimental results // Failure Criteria in Fibre Reinforced Polymer Composites: The World-Wide Failure Exercise. ELSEVIER, 2004. – 1269p. – pp. 890-902.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ БОРИРОВАНИЯ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ЗАЩИТНЫХ СЛОЕВ РАЗЛИЧНОГО ЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ

TECHNOLOGICAL BORATING PROCESSES OF OBTAINING PROTECTIVE LAYERS FOR VARIOUS PURPOSES

А.С. Савельева – асп., **М.Г. Крукович** – д.т.н., профессор
Московский государственный университет путей сообщения
(МГУПС - МИИТ)

Abstract. Usually on combines the process of putting a borated protective layer with operations of heating for traditional types of heat treatment. Such a combining of operations became possible after our proposing to divide the borating technology different temperature intervals. The wear resistance of layers depends on characteristics of a needle-like structure of borides, the dispersion or fragmentation of borides in the composite structures of borated layers. The duration of treatment depends on the temperature of saturation. It consists 1.5 – 40 hours. The increase of operational stability of so hardened parts and tools is not less than 1.5 times.

Процесс борирования используется в промышленном производстве для повышения износостойкости деталей и инструментов, работающих в различных условиях. Чтобы представить современное состояние процесса борирования, необходимо привести классификацию, рассматривающую процесс по различным критериям [1]:

- механизму образования насыщающих атомов бора;
- технологическим признакам, включающим все известные разработки;
- фазовому составу и структуре;
- температуре проведения процесса и его назначению.

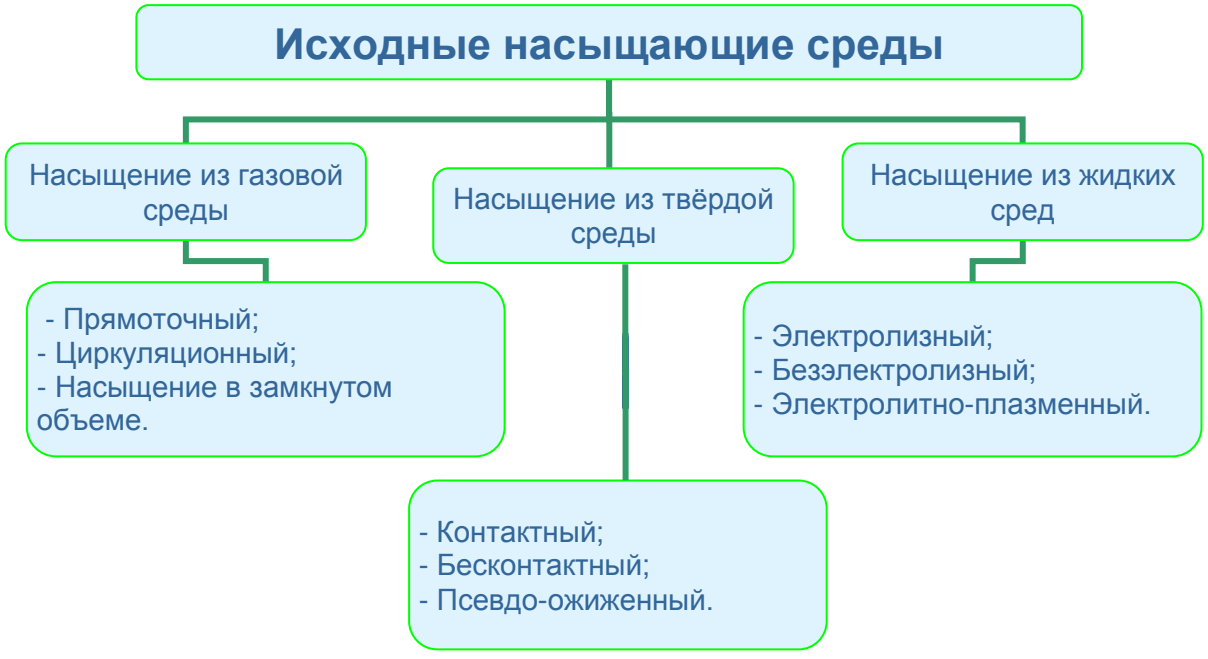


Рис.1. Исходные насыщающие среды

Анализ исходных насыщающих сред (Рис. 1) показывает присутствие бора в двух состояниях: ионном и атомарном. При этом сама среда может находиться во всех четырех состояниях веществ в природе.

Классификация по фазовому составу и структуре (Рис. 2) делит борированные слои

на четыре типа: двухфазные (FeB + Fe_2B), однофазные (Fe_2B), многофазные (эвтектические и псевдоэвтектические) и слои на основе α–твердого раствора Fe(B); рассматривает взаимосвязь фазового состава и структуры слоя с его компактностью, видом переходной границы и микротвердостью.

Слои на основе α–твердого раствора Fe(B) образуются в слабо насыщающих средах (2-2,2% B). Например, в расплаве буры, подвергнутой предварительному электролизу, в солевых смесях, содержащих небольшое количество восстановителей или борсодержащих веществ (0,5-1,5%), в специальных порошковых смесях. Эти слои образуются при обработке, например, высокохромистых сталей типа Х12М, дисперсионно-твердеющих, жаропрочных, нержавеющих сталей и др. на никелевой и кобальтовой основах. Слои имеют узкоспециализированное направление, например, для длительной прочности нержавеющих и жаропрочных сталей.

Борированные слои на основе боридов могут быть компактными или некомпактными. В случае, когда они являются некомпактными, боридные иглы разобщены α–твердым раствором Fe(B). Предельное измельчение фаз приводит к получению эвтектических и псевдоэвтектических структур. Они имеют более низкую твердость, чем компактные слои, а их твердость определяется удельным количеством фаз.

В то же время они имеют повышенную пластичность и большую толщину, что позволяет подвергать их механической обработке и использовать для упрочнения деталей, работающих в условиях широкого спектра нагружения.

Вид границы раздела определяет прочность сцепления слоя с подложкой. Максимальная протяженность границы раздела, которая обеспечивается при игольчатом строении боридного слоя, определяет высокую прочность его сцепления несмотря на большое различие в твердости боридов и подложки. Поэтому разрушение слоя по границе раздела никогда не наблюдается ни при проведении механических испытаний, ни при эксплуатации. Такой же эффект может проявиться и при размытой или невидимой границе раздела.

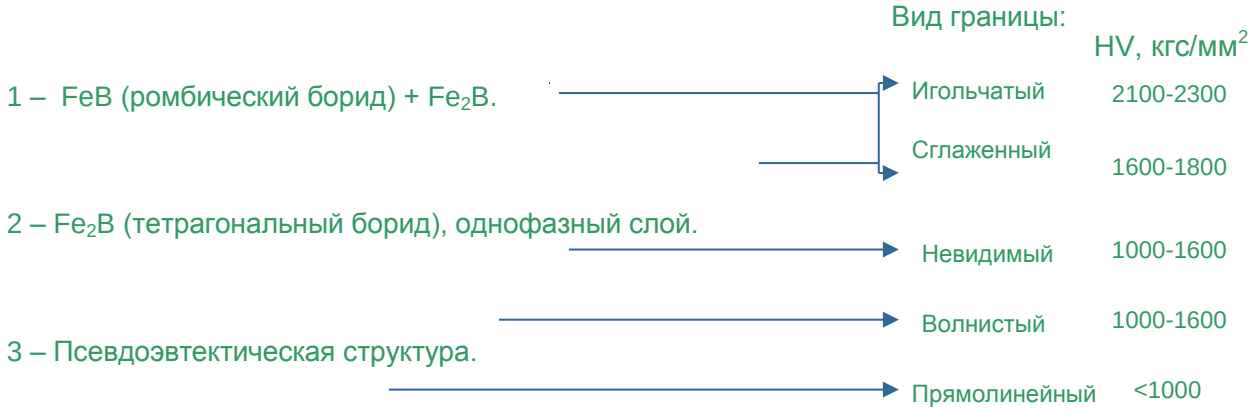


Рис. 2. Классификация по фазовому составу и структуре слоя

Технология получения различных по свойствам и целевому назначению борированных слоев подразделена на высокотемпературное (ВТБ) – 900º-1100ºС, среднетемпературное (СТБ) – A_{c1}-900ºС и низкотемпературное (НТБ) – 550º-A_{c1} насыщение (где A_{c1} – справочная критическая температура для конкретной стали). В каждом интервале, как правило, используются свои определенные составы и технологические приемы. В дальнейшем классификация по температуре процесса предопределяет возможности совмещения упрочняющей обработки с нагревом под различные виды термической обработки или даже использование насыщающей среды (например, расплавленной) в качестве охлаждающей. В конечном итоге это направление приводит к получению заданного комплекса объемных свойств деталей и, в сочетании с фазовым составом слоя, дает общие рекомендации по толщине слоя и условиям использования получаемых борированных слоев.

Получаемые борированные слои могут использоваться для упрочнения множества деталей, работающих в различных условиях. Но общим для всех условий работы является склонность материалов к накоплению повреждаемости на поверхности и в объеме детали, а также сопротивлению воздействию внешней среды.

Если для пластичных материалов накопление повреждаемости при трении происходит в течение длительного времени, поскольку сопровождается пластическим деформированием поверхностных слоев с последующим их наклепом и потерей пластичности, то для хрупких материалов этот процесс минимален по времени, а хрупкое разрушение поверхностных слоев может произойти даже в начальный момент работы деталей.

Вышеизложенное показывает, что основу долговечности деталей узлов трения с покрытиями определяет некоторый запас пластичности поверхностных слоев, оптимальный уровень которой находится в соответствии со свойствами материала и с условиями работы.

Сопротивление поверхности материала воздействию внешней среды при эксплуатации зависит от ее электрохимической гетерогенности, от наличия плотных защитных вторичных структур, образующихся в процессе трения, и от вида внешней среды. Превалирующее значение того или иного фактора определяется величиной и разностью электродных потенциалов фаз и структурных составляющих сплава на его поверхности, видом внешней среды и условиями трения.

С позиции коррозионного взаимодействия борированных слоев с внешней средой наиболее приемлемой является однофазная структура. В отдельных случаях допускается многофазная структура при близких значениях электродных потенциалов, т.е. при минимальной электрохимической гетерогенности. К тому же при многофазной структуре за счет наличия более мягкой составляющей слоя на поверхностях трения будут легко обрабатываться экранирующие вторичные структуры, снижающие электрохимическую неоднородность поверхности.

С позиции изнашивания борированных деталей при абразивном и граничном трении скольжения лучшими свойствами обладают детали с компактной структурой (характерной структурой борированных слоев на железе и сталях на основе фаз FeB + Fe_2B или только фазы Fe_2B) боридных фаз. Для условий трения скольжения и качения при знакопеременном нагружении при наличии смазочного материала лучшими свойствами обладают слои с многофазными структурами, которые содержат твердые и мягкие составляющие и имеют определенный уровень твердости, равный ~ 1100-1400 HV.

Пластичность борированных слоев представляет собой совокупную характеристику, которая зависит от механических свойств и взаимодействия структурных составляющих слоя и от свойств металла основы. Так как борированные слои представляют собой многофазные системы, имеющие всевозможные сочетания составляющих структуры, получение которых обеспечивается различными технологическими методами, пластичность слоев изменяется в широких пределах. Высокая пластичность борированного слоя с композиционной структурой замедляет скорость зарождения и развития хрупких микротрещин и в целом обеспечивает борированным деталям более высокую несущую способность.

Диффузионные борированные слои, обладающие широкой гаммой структур, способны обеспечить надежную работу деталям, работающим во всевозможных условиях эксплуатации.

При усталостном изнашивании на начальном этапе происходит постепенное накопление повреждений в слое боридов и последующее его разрушение в результате потери запаса пластичности и появления трещин. Наличие смазочного материала снижает контактные напряжения и замедляет процесс образования трещин. Эти трещины развиваются от структурных концентраторов и далее уходят в основу металла, формируя объемные «ячейки». После изнашивания сплошного слоя хрупкой фазы FeB процесс

протекает уже при большем запасе пластичности и в более благоприятных условиях с позиции хрупкого изнашивания. Как правило, в этой зоне борированного слоя имеют место сжимающие напряжения, которые затрудняют зарождение и развитие усталостных трещин.

При механо-химической форме изнашивания материалов, не склонных к трибо-химическому и адсорбционному разрыхлению, на поверхностях трения всегда присутствуют пленки вторичных структур, образующиеся в результате механической деформации тонких поверхностных слоев с одновременным активным взаимодействием с агрессивными компонентами внешней среды. Процесс изнашивания контролируется скоростями образования и разрушения вторичных структур. Скорость трения в данном случае формирует температурный режим на поверхностях трения и тип окисной пленки. При этом окислы бора, обладая слоистой структурой и наличием свободных связей, являются твердым смазывающим материалом и обеспечивают снижение коэффициента трения.

При абразивном изнашивании работоспособность деталей во многом определяется твердостью поверхностных слоев и соотношением твердости поверхности и абразива. Но эти характеристики не являются универсальными величинами для расчета работоспособности, так как не учитывают запаса пластичности и напряженного состояния слоя, его кристаллическую структуру и текстурированность.

Во всех случаях износостойкость в той или иной степени определяется усталостными явлениями, протекающими в диффузионном слое, т.е. явлениями зарождения и развития усталостных микро- и макротрещин. Они зависят от микро- и макробарьеров, тормозящих предтрещинные дислокационные процессы и эффект их распространения.

Торможение распространения трещин может быть достигнуто структурными изменениями в диффузионном слое, т.е. созданием протяженных зон напряжений сжатия и трещин с затупленными вершинами. Перспективным представляется структурный путь блокирования распространяющихся трещин посредством формирования неоднородной структуры с оптимальной гетерогенностью по сечению покрытия, а также создания когерентных микровключений, как при насыщении, так и за счет развития эффектов произвольного старения в процессе трения. Эффективным является также путь изменения направления роста трещины вплоть до ее разворота в противоположном направлении, или ее закручивания. Это может быть обеспечено мелкоигольчатой или пластинчатой формой включений боридов и свободной их разориентировкой в слое.

Проведенные исследования абразивного изнашивания борированных слоев с различной структурой показали, что максимальной износостойкостью обладают двухфазные слои, а минимальной – слои с псевдоэвтектической структурой, что согласуется с их твердостью (Таблица 1).

При соблюдении соответствия толщины бористого слоя и материала, а также при правильном выборе технологических параметров абразивная износостойкость сохраняется на высоком уровне в интервале удельных нагрузок от 10 до 30 кгс/см^2 и скоростей скольжения от 5 до 30 м/мин. Однако в условиях знакопеременного нагружения псевдоэвтектическая структура является более эффективной с позиции повышения износостойкости.

При упрочнении горяче-штамповых инструментов, к которым предъявляются повышенные требования по разгаростойкости и окалиностойкости, максимальную износостойкость обеспечивают однофазные слои, легированные марганцем (Таблица 1, состав №3).

Таблица 1. Абразивная износостойкость отдельных фаз слоя на углеродистых сталях

№/п	Вид обработки	Марка стали	Фазовый состав слоя	Износостойкость	
				tgα	ε
1	Двухфазное борирование в ванне: 70% $Na_2B_4O_7$ + 30% B_4C	45	FeB	0,020	6,75
			Fe_2B	0,060	2,24
		10	FeB	0,027	5,0
			Fe_2B	0,065	2,07
		У8	FeB	0,022	6,10
			Fe_2B	0,076	1,76
2	Однофазное борирование 70% $Na_2B_4O_7$ + 30% SiC	20	Fe_2B	0,051	2,65
		У8	Fe_2B	0,054	2,49
3	Однофазное борирование 70% $Na_2B_4O_7$ Симн (силикомарганца)	20	$(Fe,Mn)_2B$	0,030	4,3
		У8	$(Fe,Mn)_2B$	0,027	5,0

ВЫВОДЫ

1. Проведен анализ закономерностей структурообразования и их изнашивания в различных условиях эксплуатации;

2. В условиях абразивного изнашивания наиболее эффективными являются двухфазные и однофазные слои на основе боридов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Крукович М. Г., Прусаков Б. А., Сизов И. Г. Пластичность борированных слоев – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2010 – 384 с.

ПРИМЕНЕНИЕ ПАКЕТОВ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ К ЗАДАЧАМ КОНСТРУКТИВНО-ПРОЧНОСТНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ УЗЛОВ РАБОЧИХ КОЛЕС ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

MULTICRITERIA OPTIMIZATION PROGRAM APPLICATION FOR STRESS DESIGN OF GAS-TURBINE ENGINE WHEEL

А.В. Сальников – асп., инженер 1-ой категории
ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова»

Abstract. The results of rotor wheels design based on multidisciplinary optimization are given in this paper. The templates for automatic multidisciplinary analyses of rotor wheels typical elements have developed in the ANSYS to automate the design process. The using of these templates allows to apply multi-objective optimization software packages. This approach reduces the time and laboriousness of the design process, and improves the quality of the designed structure.

ВВЕДЕНИЕ

Конструктивно-прочностное проектирование рабочего колеса газотурбинного двигателя (ГТД) требует учета ряда противоречивых требований и поэтому, является очень трудоемкой задачей, которая занимает значительное количество рабочего времени [1]. Современные программные пакеты, реализующие математические методы многокритериальной оптимизации [2], позволяют преобразовать эту задачу в задачу оптимизации. При этом геометрия конструкции упрощается согласно выбранной схеме параметризации. Часть этих параметров варьируется, а часть остается неизменной и задается, как исходные данные. Целью оптимизации обычно является минимизация массы конструкции при удовлетворении поставленных конструктивных и технологических ограничений и требований к прочности и жесткости.

При такой постановке задачи основной проблемой является грамотный выбор схемы параметризации и разработка шаблона в используемых расчётных средах, который автоматизирует создание и анализ расчётных моделей в необходимых научных дисциплинах.

В данной статье представлен один из разработанных в ЦИАМ шаблонов, который автоматизирует процесс создания и анализа прочности сектора диска рабочего колеса ГТД с замковым соединением типа "ласточкин хвост" или "ёлочка" стандартной и нестандартной конфигураций. Так как диски рабочих колес имеют схожую конструкцию, то данный шаблон может быть использован для оптимизации большинства дисков рабочих колес роторов компрессоров и турбин современных ГТД.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ОПТИМИЗАЦИИ

В качестве основной расчётной среды используется конечно-элементный комплекс ANSYS, в котором проводится анализ малоцикловой усталости (МЦУ), статической и динамической прочности проектируемой конструкции. Так же используются разработанные в ЦИАМ программные пакеты, в которых проводятся тепловой и гидравлический анализы. Шаблон реализован на встроенном в ANSYS языке программирования APDL [3]. В качестве среды, в которой организуется процесс многокритериальной оптимизации, используется программный пакет LMS OPTIMUS. На каждой итерации оптимизации обеспечивается взаимодействие данных пакетов (рис 1). Процесс завершается при удовлетворении всех критериев и ограничений с заданной точностью.

При оптимизации влияние остальных узлов на проектируемый сектор диска задается в виде ограничений или внешнего нагружения. Такой подход сокращает время

получения оптимальной конструкции, делает процесс проектирования более открытым для инженера и позволяет учитывать изменения конфигурации конструкции и изменения условий работы, которые всегда происходят в процессе проектирования двигателя.

Рис 1. Схема проведения оптимизации узлов рабочих колёс ГТД

В разработанном шаблоне предусмотрены два варианта моделирования взаимодействия между пером лопатки, хвостовиком и выступами диска:

1) учет пера лопатки и контактного взаимодействия в замковом соединении;

2) замена контактного взаимодействия эквивалентным давлением.

В первом случае к предварительно созданной грубой конечно-элементной модели пера лопатки на каждой итерации оптимизации автоматически по заданным параметрам достраивается хвостовик и сектор диска, а после моделируется контактное взаимодействие в замковом соединении.

Во втором случае воздействие пера лопатки и хвостовика заменяется эквивалентным давлением, которое прикладывается на контактные грани выступа сектора диска, создаваемого на каждой итерации оптимизации. Эквивалентное давление может задаваться как постоянная величина или как распределение давлений, которое получается в результате интерполяции распределения контактных давлений с некоторой исходной модели на контактные грани выступа сектора диска, создаваемого на каждой итерации оптимизации.

Разработанный шаблон также автоматизирует процесс анализа теплового состояния и МЦУ. Тепловое состояние может задаваться в виде линейно-кусочного распределения по радиусу или определяться в результате решения тепловой задачи. Анализ циклической долговечности может проводиться по формуле Мэнсона и по кривым МЦУ с учетом асимметрии в цикле.

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИИ

Для повышения качества проектирования, снижения общего времени получения итоговой конструкции, а также времени последующей после оптимизации конструктивной доработки очень важно правильно упростить геометрию типовой конструкции и выбрать схему её разбиения на характерные геометрические размеры.

На рисунке 2 приведены используемые в шаблоне схемы параметризации оптимизируемых дисков рабочих колес. Опыт проектирования показывает, что выбранные схемы достаточны для описания конструкции большинства дисков. Красным цветом помечены параметры, которые обычно варьируются при оптимизации. Черным цветом выделены параметры, которые задаются, как исходные данные и определяются из конструктивных ограничений или иным способом. Разбиение на параметры оптимизации замковых соединений типа "ласточкин хвост" и "ёлочка" производится согласно ОСТ. Так

же приведена разработанная в ЦИАМ схема замкового соединения типа "ласточкин хвост" нестандартной конфигурации. Эта схема позволяет лучше распределить нагружение в замковом соединении, а значит уменьшить его напряженность и массу.

В замковом соединении «ёлочка» варьируется количество зубьев и учитываются отверстия под охлаждение. При оптимизации конструкции многоступичных дисков с широкохордными лопатками шаблон позволяет варьировать количество ступиц.

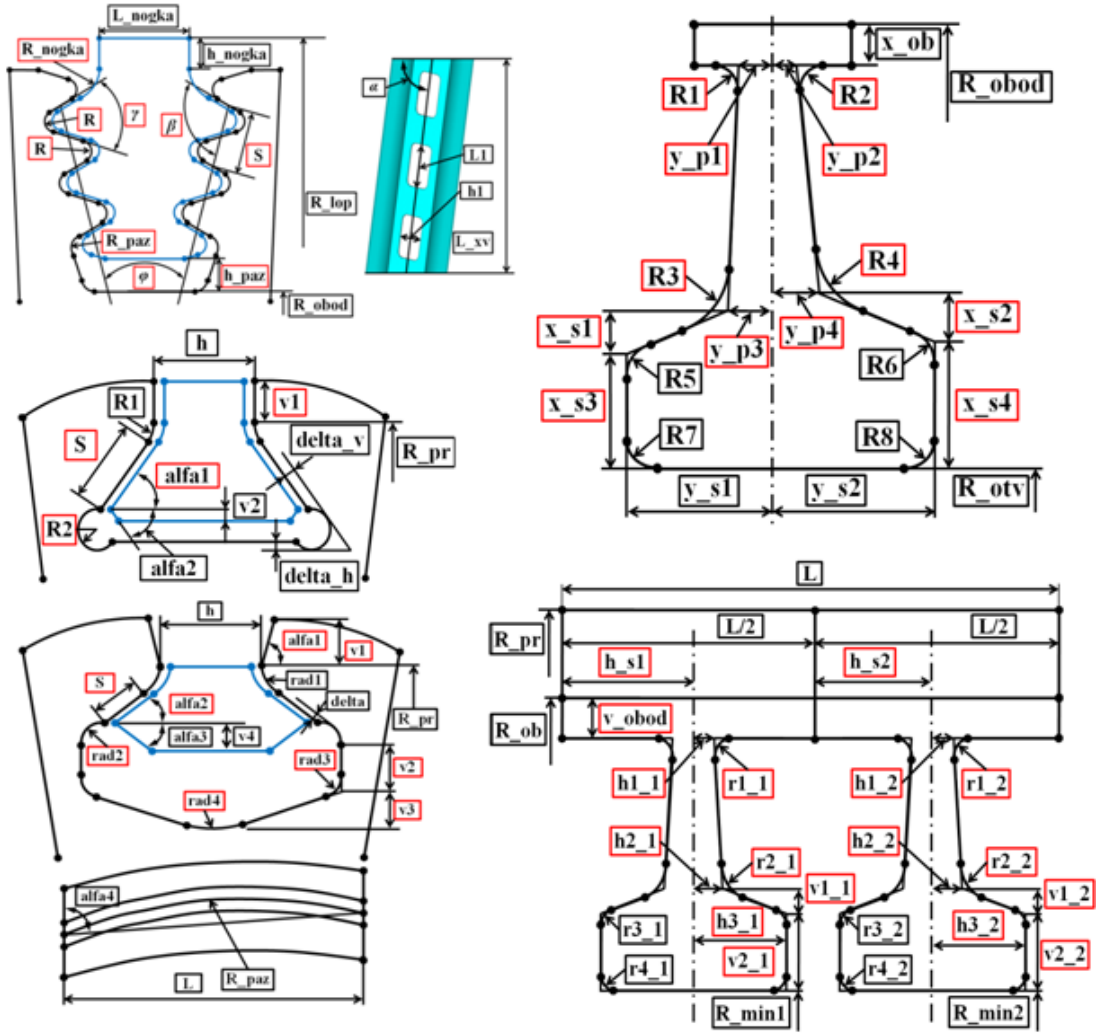


Рис 2. Используемые схемы разбиения на параметры

ПРИМЕРЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ШАБЛОНА

В данном разделе приведены результаты оптимизации конструкций трех типовых дисков ГТД при помощи разработанного шаблона: диск ТВД [4], диск вентилятора с криволинейным пазом и широкохордной лопаткой и диск КВД первой ступени. Оптимизация проводится на компьютере средней мощности (Intel(R) Core(TM)2 Quad CPU Q9650 @3.00GHz, оперативная память - 16 Гб).

Во всех трех примерах ищется конструкция минимальной массы. Оценивается масса диска и всех хвостовиков. Требования к местным запасам по кратковременной и длительной прочности, а так же запасам по несущей способности учитываются в качестве дополнительных ограничений. Постановка задач оптимизации приведена в таблице 1. Во всех трех случаях на каждой итерации оптимизации проводится 3D анализ прочности сектора диска с замковым соединением. Тепловое состояние задается в виде распределения в радиальном направлении.

Таблица 1. Постановка задач оптимизации

	Диск ТВД	Диск вентилятора	диск КВД
Тип замкового соединения	"Ёлочка" стандартной конфигурации	"Ласточкин хвост" нестандартной конфигурации	"Ласточкин хвост" стандартной конфигурации
Взаимодействие в замковом соединении	Учет пера лопатки, моделирование контакта в замке	Интерполяция контактных давлений	Постоянное давление на контактных гранях выступов
Ограничение	МЦУ≥50000 циклов	σ_{eqv}≤650 МПа	σ_{eqv}≤700 МПа
Структура расчета	Шаг нагрузки, шаг разгрузки, анализ МЦУ	Только шаг нагрузки	Только шаг нагрузки

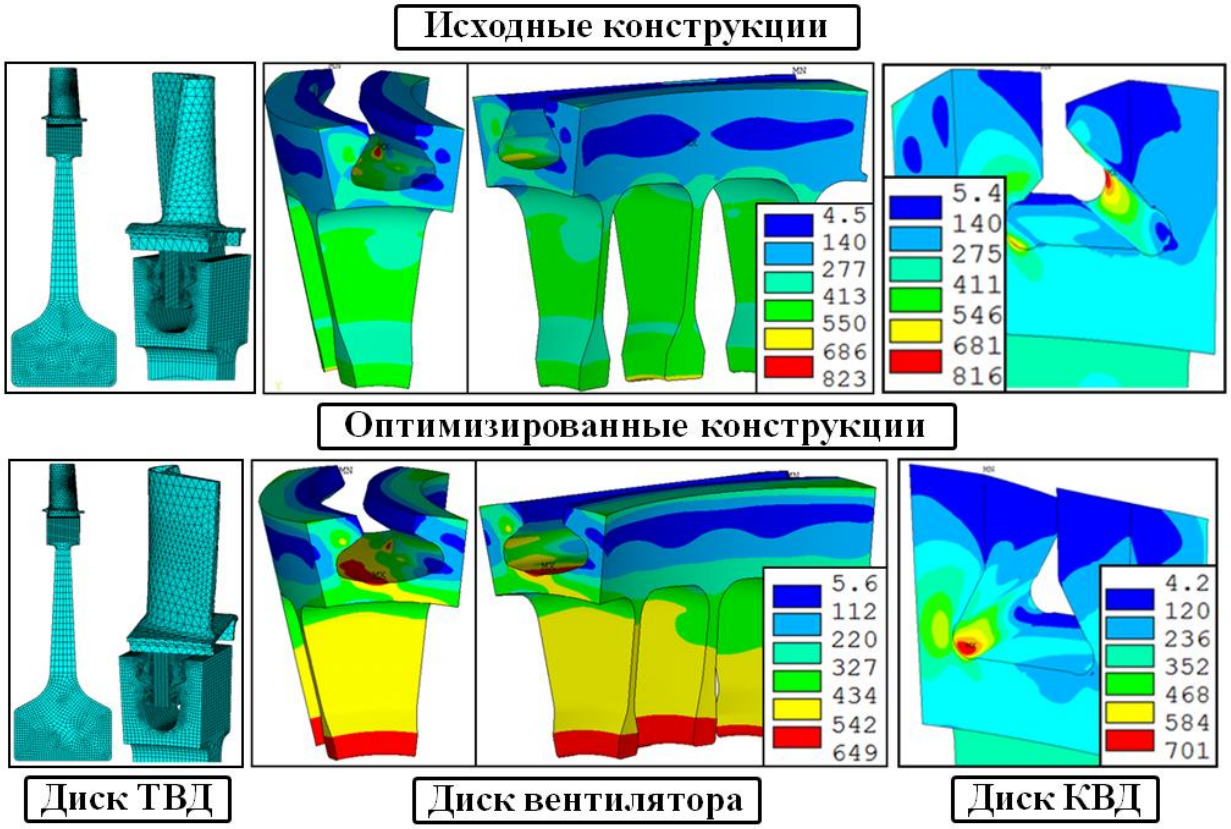


Рис 3. Примеры оптимизированных конструкций

Результаты оптимизации приведены на рисунке 3 и в таблице 2. Все исходные конструкции получены при использовании обычных подходов к проектированию и их дальнейшей ручной доводке. В результате оптимизации во всех трех случаях масса конструкции снижается, при одновременном удовлетворении поставленных ограничений.

Примечательно время получения оптимизированных конструкций, которое составляет от 10 часов (диск КВД) до 4 суток (диск вентилятора) автоматических расчетов. Обычно проводится 2-3 оптимизации с различными ограничениями. Таким образом общее время получения конструкции диска сводится к нескольким дням/неделям автоматических расчётов, что значительно меньше, чем при стандартном проектировании. При этом качество проектируемых конструкций улучшается.

Дальнейшая проверка полученных в результате оптимизаций конструкций показывает, что отклонение результатов при использовании шаблона от стандартного анализа прочности составляет не более 2% в напряжениях и 3-5% в запасах по МЦУ.

Таблица 2. Результаты оптимизации с использованием шаблона

	Диск ТВД		Диск вентилятора		Диск КВД	
	Масса, кг	МЦУ	Масса, кг	σ_{eqv}, МПа	Масса, кг	σ_{eqv}, МПа
Исходная конструкция	68.9	34000	84	823	3.28	816
Оптимизированная конструкция	67.2	49900	76	649	3.1	701
Количество варьируемых параметров	15		28		10	
Время одной итерации	4 мин		2 мин		1 мин	
Количество итераций	1300		2900		600	
Время оптимизации	3.6 суток/ 86 часов		4 суток/ 97 часов		0.5 суток/ 10 часов	

ВЫВОДЫ

Использование созданного шаблона и современных программных пакетов для многокритериальной оптимизации позволяет автоматизировать процесс проектирования дисков и замковых соединений роторов ГТД, снизить время и трудоёмкость процесса проектирования, а также улучшить качество проектируемых конструкций.

ЛИТЕРАТУРА

1. Биргер И.А., Шорр Б.Ф. Расчет на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1993. 640с

2. Реклейтис Г., Рейвиндран А. Оптимизация в технике: В 2-х кн. – М.: Мир, 1986. 348с.

3. Басов К.А. ANSYS справочник пользователя. - М.: ДМК пресс, 2005.-640с.:ил..

4. Сальников А.В - Разработка метода оптимального проектирования замковых соединений лопаток ГТД типа «ёлочка» // «СПРАВОЧНИК. Инженерный журнал». - 2013. №5. С. 42-48.

ПОДХОД К МОДЕЛИРОВАНИЮ КАЧЕНИЯ КОЛЕСА С УПРУГОЙ ШИНОЙ БЕЗ СКОЛЬЖЕНИЯ НА ОСНОВЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СВЯЗЕЙ

SLIP-FREE ROLLING TIRE MODELING APPROACH BASED ON KINEMATIC CONSTRAINTS

П.И. Саркисов[1,2] – асп., **С.Д. Попов**[1,3] – к.т.н., доц., гл. конструктор
[1]МГТУ им. Н.Э. Баумана
[2]Кафедра автомобильной техники, Дрезденский Технический Университет
[3]Научно-производственный центр «Специальное машиностроение» МГТУ им. Н.Э. Баумана
Sarkisov Pavel[1,2] – doctoral student, **Popov Sergey**[1,3] – Ph.D., associated professor, chief designer
[1]Chair "Wheeled vehicles", Bauman Moscow State Technical University
[2]Automotive Engineering Chair, Dresden University of Technology
[3]Research and development center «Special machinery» of Bauman Moscow State Technical University

Abstract. The article represents an approach to model rolling tire on a rigid surface in case of planar motion of its center without any key hypotheses. Deformed surface of the tire is approximated by auxiliary surface. Points of last one, which belong to the contact patch, are constrained by kinematic relations due to absence of slip, so the surface may be defined.

Общество в современном мире сталкивается со множеством проблем глобального характера, ставящим под угрозу качество его дальнейшего длительного существования. Сегодня принято выделять из них вопросы защиты окружающей среды, являющейся залогом здоровья общества в долгосрочном масштабе. Важной темой здесь является воздействия транспорта на окружающую среду, отражающееся в стремлении к так называемой «экологически устойчивой транспортной системе», удовлетворяющей потребности текущего поколения без ущемления потребностей будущих. Несмотря на неоспоримую важность этого направления, должного внимания заслуживает влияние транспорта и в краткосрочном масштабе, а именно безопасность дорожного движения. Потребность общества в перемещении приобретает всё большие масштабы в условиях глобализации, рост численности легковых автомобилей сопровождается ужесточением требований к ним. По мере усложнения конструкции и роста скоростей движения меняется и сфера потенциально опасных ситуаций и режимов.

Важнейшей характеристикой автомобиля, влияющей на безопасность его движения, является устойчивость. Поскольку основные внешние силы динамическая система автомобиля воспринимает от опорной поверхности, то поведение этой системы существенно зависит от свойств пневматических шин. Их учёт в инженерных расчётах и исследованиях, как правило, сводится к некой модели, то есть к простому и адекватному описанию поведения упругого тела шины методами математического моделирования. Объектом данного исследования является нестационарное качение колеса с эластичной шиной по недеформируемой поверхности. Предмет исследования есть взаимосвязь между входными кинематическими параметрами обода колеса (законы движения колеса по линейным и угловым координатам) и выходными силовыми факторами на нём (крутящий момент, продольная и поперечная силы в пятне контакта, рис. 1).

Рис. 1. Схема передаточной функции шины («чёрный ящик»)

Следует отметить, что из всего множества предложенных на сегодняшний день подходов к моделированию качения шины при плоском движении центра колеса практически все из них используют какую-либо рабочую гипотезу для описания поведения шины.

У Жоржа Брулье (Georges Broulhiet, [1]) в 1925 году такая гипотеза заключалась в линейной связи боковой реакции в площадке контакта и угла увода. Ханс Пажека (Hans Bastiaan Pacejka, [2]), начиная с 1966 года предлагает эмпирическую формулу нелинейной связи боковой реакции с углом увода. Академик М.В. Келдыш гипотетически связал одним соотношением кривизну траектории следа качения колеса с тремя кинематическими параметрами деформации пневматика (1945, [3]). Многочисленную группу гипотез составляют способы аппроксимации шины каким-либо механическим аналогом с наложенными связями, поддающимся описанию уравнениями состояния [4].

Однако, описание при помощи гипотез принципиально некорректно, так как избыточно по отношению к механике, но существенно упрощает решение частных задач. Попытки корректного определения предполагают отсутствие каких-либо гипотез и имеют в распоряжении лишь существующие в действительности связи, поддающиеся описанию. Такими связями являются кинематические соотношения.

Целью данной работы является исследование моделирования качения шины без скольжения при помощи кинематических связей без использования рабочей гипотезы.

В этом направлении работали И.И. Метелицын (1952, [5]) и В.С. Гоздек (1970, [6]). В указанных описаниях вводится подвижная система координат Oxyz, где точка O – центр колеса; ось Ox – продольная ось, лежащая в плоскости вращения колеса; ось Oy – поперечная ось, перпендикулярная плоскости вращения колеса; и ось Oz – вертикальная ось, направленная вниз (тройка векторов является правой).

Изначально принимается, что форма недеформированной поверхности шины есть некая параметрически заданная поверхность, поддающаяся экспериментальному определению. Для простоты расчётов в первом приближении формой поверхности принимается тор, параметрически заданный по координатам ψ и φ, являющимися параметрами угла поворота по направляющей и образующей окружностям тора соответственно (рис. 2).

В результате движения поверхность деформируется, то есть каждой точке поверхности соответствует свой вектор деформации $\vec{\Delta}(\psi,\varphi) = \left[u(\psi,\varphi) \quad v(\psi,\varphi) \quad w(\psi,\varphi)\right]^{\mathrm{T}}$, соединяющий два её положения – исходное и деформированное:

$$\begin{cases} X(\psi,\varphi) = x(\psi,\varphi) + u(\psi,\varphi) \\ Y(\psi,\varphi) = y(\psi,\varphi) + v(\psi,\varphi) \\ Z(\psi,\varphi) = z(\psi,\varphi) + w(\psi,\varphi) \end{cases} \Leftrightarrow \quad \vec{\rho}(\psi,\varphi) = \vec{\rho}_0(\psi,\varphi) + \vec{\Delta}(\psi,\varphi) \qquad (1)$$

где:

$\vec{\rho}(\psi,\varphi)$ – радиус-вектор точки (ψ,φ) деформированной поверхности пневматика;

$\vec{\rho}_0(\psi,\varphi)$ – радиус-вектор точки (ψ,φ) исходной поверхности пневматика;

$\vec{\Delta}(\psi,\varphi)$ – вектор смещения точки с координатами (ψ,φ) вследствие деформации.

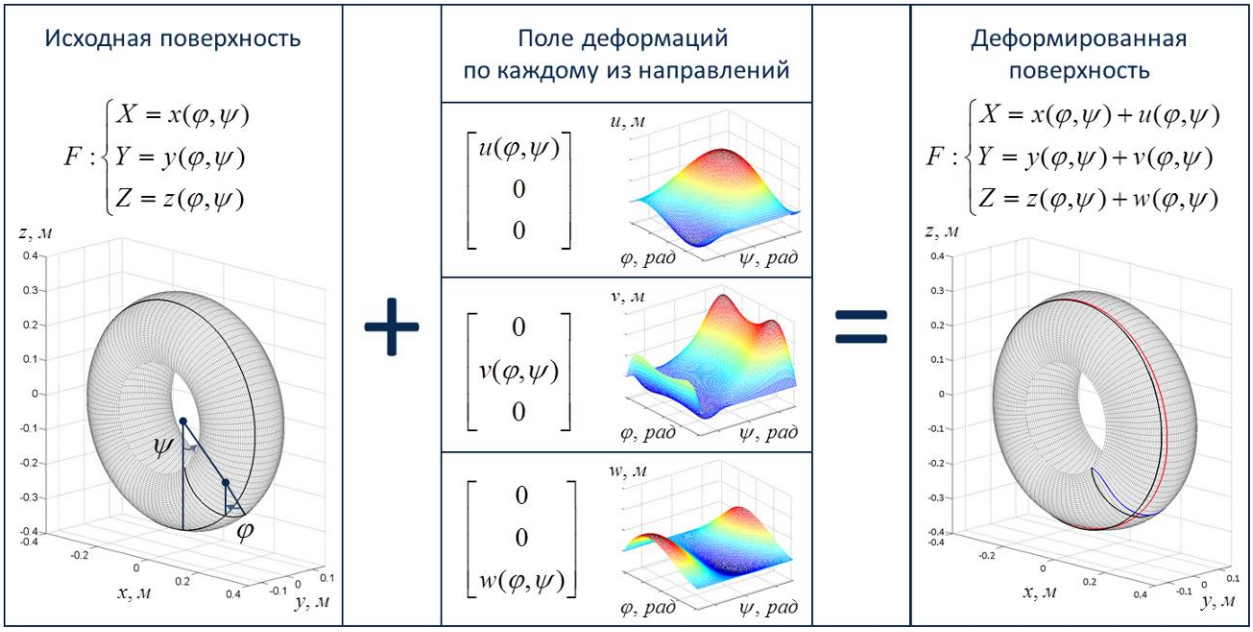


Рис. 2. Схема описания деформированной формы поверхности шины

Предложенный в работе [6] подход заключается не в замене неизвестной кривой аналогом, а аппроксимации её полиномиальными функциями. Рассмотреть данный подход удобно на примере поперечной компоненты деформации: такая функция зависит от двух переменных (координат ψ,φ) и представляется в следующей полиномиальной форме:

$$v(\psi,\varphi)=\sum_{i=0}^{n}\left[\sum_{j=0}^{m}\alpha_{ij}\varphi^{j}\right]\cdot\psi^{i}=\begin{bmatrix}\psi^{0} & \dots & \psi^{n}\end{bmatrix}\cdot\begin{bmatrix}\alpha_{00} & \dots & \alpha_{0m}\\ \dots & \dots & \dots\\ \alpha_{n0} & \dots & \alpha_{nm}\end{bmatrix}\cdot\begin{bmatrix}\varphi^{0}\\ \dots\\ \varphi^{m}\end{bmatrix} \tag{2}$$

где:

n, m – порядок полинома с аргументом параметра ψ и φ соответственно;

$\alpha_{i,j}$ – коэффициент полинома с номером i, j.

Для порядков n, m количество неизвестных коэффициентов есть $(n+1)(m+1)$. Для их определения используются граничные условия. Поскольку обод колеса жёсткий, то деформация точек двух окружностей, соответствующих бортам шины, равна нулю:

$$v(\psi,-\varphi_r)=v(\psi,\varphi_r)=0 \quad\Leftrightarrow\quad i=0,1..n:\ \sum_{j=0}^{m}\alpha_{ij}{\varphi_r}^{j}=\sum_{j=0}^{m}\alpha_{ij}\left(-\varphi_r\right)^{j}=0 \tag{3}$$

где:

φ_r – постоянное значение координаты φ, соответствующей окружности борта шины, то есть, недеформируемой окружности обода.

Помимо этого, поверхность является замкнутой по продольной координате ψ, то есть имеет место условие «сшивания» поверхности по сечениям $\psi=\pi$ и $\psi=-\pi$:

$$\begin{cases} v(-\pi,\varphi)=v(\pi,\varphi) \\ \dfrac{\partial}{\partial\psi}v(\psi,\varphi)\Big|_{\psi=-\pi}=\dfrac{\partial}{\partial\psi}v(\psi,\varphi)\Big|_{\psi=\pi} \end{cases} \quad\Leftrightarrow\quad j=0,1..m:\ \begin{cases} \sum_{i=0}^{n}\alpha_{ij}\left(\pi^{i}-\left(-\pi\right)^{i}\right)=0 \\ \sum_{i=0}^{n}i\cdot\alpha_{ij}\left(\pi^{i-1}-\left(-\pi\right)^{i-1}\right)=0 \end{cases} \tag{4}$$

Число недостающих уравнений составляет $(n-1)(m-1)$. Они задаются при помощи условий привязки полинома к следу в зоне контакта по такому же числу точек.

В качестве примера можно рассмотреть порядки полинома $n=4$ по координате ψ и $m=3$ по координате φ. Поле поперечных деформаций примет вид функции 2

переменных координат, зависящей от $(n+1)(m+1)=20$ неизвестных полиномиальных коэффициентов, в которой после внесения уравнений граничных условий количество неизвестных коэффициентов удаётся свести к $(n-1)(m-1)=6$:

$$v(\psi,\varphi)=\sum_{i=0}^{4}\left[\sum_{j=0}^{3}\alpha_{ij}\varphi^{j}\right]\cdot\psi^{i}=\left(\varphi^{2}-\varphi_{r}^{2}\right)\cdot\begin{bmatrix}1\\ \varphi\\ \left(\psi^{2}-\pi^{2}\right)\cdot\psi\\ \left(\psi^{2}-\pi^{2}\right)\cdot\psi\cdot\varphi\\ \left(\psi^{2}-2\pi^{2}\right)\cdot\psi^{2}\\ \left(\psi^{2}-2\pi^{2}\right)\cdot\psi^{2}\cdot\varphi\end{bmatrix}^{\mathrm{T}}\cdot\begin{bmatrix}\alpha_{02}\\ \alpha_{03}\\ \alpha_{32}\\ \alpha_{33}\\ \alpha_{42}\\ \alpha_{43}\end{bmatrix} \tag{5}$$

Для определения шести неизвестных коэффициентов (новых для каждого момента времени) необходимо выбрать столько же точек поверхности шины, находящихся в площадке контакта, и наложить на значение функции поперечной деформации условие кинематической связи, вытекающее из отсутствия проскальзывания шины по опорному основанию:

$$\frac{1}{R+r}\frac{\partial v}{\partial\psi}=\frac{\dot{x}\sin\theta-\dot{y}\cos\theta-\dot{\theta}\cdot\psi\cdot\left(R+r\right)-\dot{v}}{\dot{x}\cos\theta+\dot{y}\sin\theta-\dot{\theta}\cdot(v+\varphi\cdot r)} \tag{6}$$

где:

x, y – продольная и поперечная координаты направления невозмущённого движения;

θ – угол поворота плоскости вращения колеса относительно направления невозмущённого движения;

R, r – радиусы направляющей и образующей окружностей тора соответственно.

Подстановка выражения функции поперечного смещения из уравнения (6) в результате преобразований позволяет получить систему уравнений по числу выбранных точек линейного вида:

$k=1,2..6$:

$$C_{0k}\cdot\dot{\alpha}_{02}+C_{1k}\cdot\dot{\alpha}_{03}+C_{2k}\cdot\dot{\alpha}_{32}+C_{3k}\cdot\dot{\alpha}_{33}+C_{4k}\cdot\dot{\alpha}_{42}+C_{5k}\cdot\dot{\alpha}_{43}=F_{k}-\vec{B}_{k}^{\mathrm{T}}\cdot\vec{\alpha}\cdot\left(G_{k}-\dot{\alpha}\cdot\vec{A}_{k}^{\mathrm{T}}\cdot\vec{\alpha}\right) \tag{7}$$

где выполнены следующие замены:

$$F_{k}=\dot{x}\sin\theta-\dot{y}\cos\theta-\dot{\alpha}\cdot\psi_{k}\cdot\left(R+r\right)$$

$$G_{k}=\dot{x}\cos\theta+\dot{y}\sin\theta-\dot{\theta}\cdot\varphi_{k}\cdot r$$

$$\vec{\alpha}=\left[\alpha_{02}\quad\alpha_{03}\quad\alpha_{32}\quad\alpha_{33}\quad\alpha_{42}\quad\alpha_{43}\right]^{\mathrm{T}}$$

$$v(\psi_{k},\varphi_{k})=\vec{A}_{k}^{\mathrm{T}}\cdot\vec{\alpha}$$

$$\frac{\partial}{\partial\psi}v(\psi_{k},\varphi_{k})=\vec{B}_{k}^{\mathrm{T}}\cdot\vec{\alpha}$$

$$\frac{d}{dt}v\left(a_{00}(t),...,a_{mn}(t),\psi_{k},\varphi_{k}\right)=\vec{C}_{k}^{\mathrm{T}}\cdot\dot{\vec{\alpha}}$$

Таким образом, получена система линейных дифференциальных уравнений, для которой с помощью метода Крамера можно выразить производные коэффициентов в виде разделённых переменных. Такое выражение пригодно для решения численными методами, например, в среде имитационного моделирования MATLAB Simulink, позволяющей получить функции для формы деформированной поверхности шины для каждого момента времени. Тем самым система уравнений становится замкнутой, а поверхность – определённой.

К достоинствам описанного подхода следует отнести следующие факторы:

1. Отсутствие рабочей гипотезы как избыточной связи, накладываемой на реальные процессы;
2. Пространственный контакт шины с опорным основанием, что позволяет учитывать влияние угла развала колеса, формы опорного основания;
3. Учёт продольной деформации пневматика, что является важным требованием к модели автомобильной шины и ограничивает пригодность для этого применения моделей шин, разработанных для нужд авиации.

4. Сравнительная простота вычислительных операций в реальном времени (для применения модели в контуре управления), обеспечиваемая полиномиальной формой;

5. Возможность регулировки точности и быстродействия моделирования путём вариации порядков полиномов;

6. Модель является более пригодной к экспериментальной идентификации, нежели эмпирические аналоги.

Среди недостатков модели значение имеют следующие её особенности:

1. Условие отсутствия скольжения, использованное для замыкания системы уравнений, ограничивает применение модели узким диапазоном режимов;

2. Описание характеризуется большим объёмом предварительных выкладок, требующих применения систем символьных вычислений с помощью ЭВМ.

Отличие данного подхода от модельных не нарушает адекватности процессов. Деформация среды в одной точке вызывает деформацию соседних (следовательно и всего упругого тела). Модели, относящиеся к физическим аналогам, реализуют это посредством изгибной жёсткости упругого тела или иных упругих связей. Рассмотренный в работе подход реализует это математически, так как поверхность описана полиномом, и изменение положения одной его точки меняет другие.

С учётом описанных преимуществ и недостатков, дальнейшее развитие данного направления представляется целесообразным. В заключении необходимо выделить, что предлагаемый подход направлен не на повышение точности моделирования, а на расширение возможностей «инженерных служб» по моделированию различных динамических систем, что в последнее время с развитием производительности вычислительной техники становится всё более целесообразным и востребованным.

ЛИТЕРАТУРА

1. Broulhiet G. The suspension of the automobile steering mechanism: shimmy and tramp (in French). Bull Soc. Ing. civ. Fr. 78, 540-554, July 1925.
2. Pacejka H.B. Tyre and Vehicle Dynamics, 3rd ed., TU Delft, Elsevier BH, 2002. 642p.
3. Келдыш М.В. Избранные труды: Механика. – М.: Наука, 1985.
4. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля. Пер. с англ., «Машиностроение», 1975. 216 с.
5. Метелицын И.И. Устойчивость движения автомобиля // Укр. мат. журн., 1952, Т. 4, N. 3, с. 323-338; 1953, Т. 5, N. 1, с. 80-92.
6. Гоздек В.С. Об уравнениях качения упругой шины. Учёные записки ЦАГИ. Том I, №4, 1970. с. 84-91.
7. S. Einsle. Mehrkörpersimulation Kraftfahrzeuge. Rad- und Reifenmodellierung. Technische Universität Dresden, Institut für Automobiltechnik Dresden – IAD, Lehrstuhl Kraftfahrzeugtechnik, 2012.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ВЫПОЛНЕНИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ЗАКАЗОВ ПРИ ИМЕЮЩЕМСЯ СТАНОЧНОМ ПАРКЕ ПРЕДПРИЯТИЯ

DETERMINATION OF OPPORTUNITIES PRODUCTION ORDERS WITHOUT TECHNOLOGICAL PROCESS DESIGN

А.В.Сахаров – к.т.н.
Институт машиноведения им. А.А.Благонравова РАН

Abstract. The article illustrated a method based on module manufacturing technologies, a result that a minimum of time on design and minimum cost work manufacturing of parts.

Современное машиностроительное производство характеризуется широкой и быстро меняющейся номенклатурой выпускаемых изделий. В этих условиях конкретному машиностроительному предприятию важно в сжатые сроки уметь определять возможность выполнения поступающих заказов по выпуску продукции.

На сегодня возможность выполнения производственных заказов определяется через разработку технологических процессов изготовления новых деталей или путем экспертной оценки. Первый вариант отличается большими затратами времени и труда, а второй вариант носит субъективный характер, поскольку зависит от опыта и квалификации экспертов.

В этой связи снижение затрат времени и повышение точности определения возможностей производства по выпуску продукции представляется актуальной научно-технической задачей.

Для решения данной задачи было предложено воспользоваться модульным принципом построения машиностроительного производства, согласно которому любую деталь можно представить совокупностью модулей поверхностей (МП). МП – это сочетание поверхностей, с помощью которого деталь выполняет соответствующую служебную функцию [1]. Согласно классификации МП все разнообразие МП ограничено двадцатью шестью видами, которые разделены на три класса: базирующие, рабочие и связующие. Каждый МП имеет свой ряд типовых конструкций, а каждая конструкция имеет свою классификацию по размерам, точности и шероховатости поверхностей.

Под каждый МП разрабатывается банк данных модулей технологического процесса его изготовления – МТО. Разработка МТО осуществляется из модулей средств технологического обеспечения изготовления МП, к которым относятся модули станочного оборудования (МО), инструментальных наладок (МИ), приспособлений (МПр), контрольно-измерительных устройств (МКИ).

Проектирование технологического процесса изготовления детали в условиях модульной технологии начинается с декомпозиции чертежа детали на МП и ведется методом компоновки из банка данных МТО для МП, имеющихся на детали.

Одним из элементов, необходимых для создания банка МТО является банк МО. Банк МО представляет собой технологические возможности станочного парка предприятия на модульном уровне, которые складываются из технологических возможностей каждого станка.

Под технологическими возможностями станка понимается перечень изготавливаемых на нем конструкций МП с определенными диапазонами значений размеров, точности и шероховатости поверхностей на деталях с определенными габаритными размерами [2].

Для определения технологических возможностей станка была разработана методика, исходными данными которой являются: номограммы определения изготавливаемых поверхностей, номограмма определения видов МП, методы обработки на станке, схемы формообразующих движений станка, геометрия и размеры

обрабатывающих инструментов, схема рабочего пространства станка, нормы геометрической точности и технические характеристики станка.

Вначале по методам обработки, реализуемым на станке, определяются поверхности, изготавливаемые на станке. Затем по составу поверхностей, изготавливаемых на станке, определяются виды МП. Далее определяется соответствие положений поверхностей в конструкциях МП с их положениями в рабочем пространстве станка при изготовлении. После этого определяются диапазоны размеров МП, получаемых на станке. На заключительном этапе рассчитывают достижимую точность изготовления МП по каждому показателю.

В итоге к паспортным данным станка составляется приложение, в котором указывается перечень изготавливаемых на нем МП, их конструкции, размеры, точность и шероховатость поверхностей.

При поступлении на предприятие нового производственного заказа все входящие в него детали вначале разбивают на МП и составляют матрицу, отражающую состав МП в деталях. Имея аналогичную матрицу по МП, изготавливаемым на станках, проводят их сопоставление. Сопоставление должно показать, какие МП деталей можно изготовить с помощью имеющихся станков, а какие МП получить нельзя. В последнем случае необходимо принять решение – приобрести станок, необходимый для изготовления МП, обратиться на другое предприятие для изготовления этих МП или отказаться от выполнения заказа.

Изложенный подход можно проиллюстрировать на конкретном примере. Пусть машиностроительное предприятие имеет станочный парк, технологические возможности которого представлены следующей матрицей (таблица 1).

Таблица 1.Матрица технологических возможностей станков по изготовлению МП

Станки / Вид МП	Токарно-винторезный 16К40	Горизонтально-фрезерный 6Т83	Радиально-сверлильный 2С550	Круглошлифовальный 3У153	$\sum МП_{С.П.}$
Б11		+			+
Б12		+		+	+
Б211	+		+		+
Б212	+				+
Б221	+		+		+
Б222	+				+
Б311	+		+	+	+
Б312	+			+	+
Б321		+	+		+
Б322					
Б41	+		+	+	+
Б42	+			+	+
Б51	+				+
Б52	+				+
Р111	+	+			+
Р112	+	+		+	+
Р121	+		+		+
Р122	+			+	+
Р21					
Р22					
С111	+	+			+
С112	+	+		+	+

Станки / Вид МП	Токарно-винторезный 16К40	Горизонтально-фрезерный 6Т83	Радиально-сверлильный 2С550	Круглошлифовальный 3У153	$\sum МП_{С.П.}$
С121	+		+	+	+
С122	+			+	+
С21					
С22					

Плюсом отмечены МП, которые можно изготовить на станке. Последний столбец матрицы отражает множество видов МП, изготавливаемых на станках предприятия, т.е. технологические возможности станочного парка на модульном уровне ($\sum МП_{С.П.}$).

Предположим, что на завод поступил заказ на изготовление деталей гидроцилиндра четырех наименований: шток, поршень, проушина и гайка. После разбиения чертежей этих деталей на МП была составлена матрица (см. таблицу 2), в которой плюсом отмечены виды МП, присутствующие в каждой из деталей.

Таблица 2.Матрица МП деталей производственного заказа

Детали / Вид МП	шток	поршень	проушина	гайка	$\sum МП_{П.П.}$
Б11				+	+
Б12					
Б211	+			+	+
Б212	+	+	+		+
Б221			+		+
Б222					
Б311		+	+		+
Б312	+	+		+	+
Б321					
Б322					
Б41					
Б42					
Б51					
Б52	+				+
Р111				+	+
Р112		+			+
Р121			+		+
Р122	+				+
Р21					
Р22	+				+
С111			+		+
С112	+	+	+	+	+
С121	+	+	+	+	+
С122	+	+	+	+	+
С21	+		+		+
С22			+		+

В последнем столбце матрицы отмечены виды МП, содержащиеся в деталях производственного заказа ($\sum МП_{П.П.}$).

Для определения возможности выполнения этого заказа необходимо сопоставить

множество видов МП, изготавливаемых на станках и множество видов МП у деталей производственного заказа (таблица 3).

Таблица 3.Матрица выполнимости заказа

Вид МП	$\sum МП_{С.П.}$	$\sum МП_{П.П.}$	$\sum МП_{С.П.} \leftrightarrow \sum МП_{П.П.}$
Б11	+	+	+
Б12	+		
Б211	+	+	+
Б212	+	+	+
Б221	+	+	+
Б222	+		
Б311	+	+	+
Б312	+	+	+
Б321	+		
Б322			
Б41	+		
Б42	+		
Б51	+		
Б52	+	+	+
Р111	+	+	+
Р112	+	+	+
Р121	+	+	+
Р122	+	+	+
Р21			
Р22		+	–
С111	+	+	+
С112	+	+	+
С121	+	+	+
С122	+	+	+
С21		+	–
С22		+	–

Сопоставление показывает (см. таблицу 3), что из восемнадцати видов МП, имеющихся на деталях производственного заказа, на базе станочного парка, имеющегося на предприятии нельзя изготовить три вида МП: МПС21, МПС22, МПР22.

Таким образом, использование предложенного подхода позволяет с минимальной трудоемкостью и с высокой точностью определять возможность выполнения того или иного производственного заказа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Базров Б.М. Модульная технология в машиностроении. М.: Машиностроение,2001.368с.
2.Сахаров А.В. Установление технологических возможностей станков для проектирования технологических процессов и обоснования производственной программы: дис. канд. техн. наук. Москва. 2012. 135 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЦИКЛИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В БИОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ МЕТОДОМ ГЕНЕТИЧЕСКИХ ПРОЕКЦИОННЫХ ОПЕРАТОРОВ

APPLICATION OF GENETIC PROJECTION OPERATORS FOR THE CYCLIC PROCESSES MODELING IN THE BIOMECHANICAL SYSTEMS

В.И.Свирин – м.н.с., **И.В.Степанян** – д.б.н., с.н.с.
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

Abstract. The using of projection operators, which are associated with the principles of the genetic code can be applied for modeling of the cyclic bioprocesses. The article shows the application of genetic projection operators for biomechanical modeling of cyclic processes in various functional systems of the body and the kinematics of the workers' movements of anthropomorphic robot on the basis of projections of multi-dimensional vector-spaces with the selective management (coding) of the cyclical processes in the subspaces of parameters.

Аннотация. Для моделирования циклических биопроцессов возможно применение проекционных операторов, с которыми связана феноменология принципов генетического кодирования. В статье показана возможность использования сумм генетических проекционных операторов для моделирования циклических биомеханических процессов в различных функциональных системах организма и антропоморфной кинематики рабочих движений робота на основе проекционных операторов многомерных векторных пространств с избирательным управлением (кодированием) циклических процессов в подпространствах параметров.

Для моделирования циклических биопроцессов возможно применение проекционных операторов [2], с которыми связана феноменология принципов генетического кодирования[1]. Биохронотопология – научное направление, изучающее закономерности пространственно-временных изменений в живых системах [4]. Применение биохронотопологии и молекулярной генетики в задачах биомеханики важно потому, что последняя занимается генетически наследуемыми физиологическими структурами, которые несут на себе особенности генетического кодирования, обеспечивающего приспосабливаемость организмов к окружающей среде, эволюционный отбор и передачу эффективныхбиомеханических свойств по цепи поколений.

Связь системы генетического кодирования с числовыми матрицами

Живой организм представляет собой комплекс взаимно связанных наследуемых циклических процессов различных уровней системной организации. В частности, это циклические биомеханические процессы различных функциональных систем организма [5]: сердечнососудистые процессы и циркуляция крови, походка, дыхание, циклические процессы в нейронах, циркадные и другие эндогенные биоритмы, обусловленные генетическим кодированием.

В [1] продемонстрирована связь особенностей вырожденности системы генетического кодирования с матрицами РадемахераR_4,R_8 и Адамара H_4, H_8:

$$R_4 = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & -1 \\ -1 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & -1 & 1 & 1 \\ -1 & -1 & -1 & 1 \end{pmatrix} \qquad R_4 = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & -1 \\ -1 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & -1 & 1 & 1 \\ -1 & -1 & -1 & 1 \end{pmatrix}$$

$$R_8 = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & -1 & -1 \\ -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 \\ -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 \\ 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & 1 & 1 \\ -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & 1 & 1 \end{pmatrix}$$

$$H_8 = \begin{pmatrix} 1 & -1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 \\ -1 & 1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 \\ -1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & 1 & -1 \\ 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & 1 & -1 \\ -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & 1 & 1 \end{pmatrix}$$

Диадосдвиговая декомпозиция этих матриц порождает наборы разреженных матриц $\{r_{4i}\}$, $\{h_{4i}\}$, $\{r_{8i}\}$, $\{h_{8i}\}$. Набор $\{r_{4i}\}$образуется следующим образом:

$$r_{4i}(j,k) = \begin{cases} R_4(j,k), \text{если } j \oplus k = i \\ 0, \text{если } j \oplus k \neq i \end{cases}, \sum_{i=0}^{4} r_{4i} = R_4$$

где i-номер матрицы в наборе, j-номер строки матрицы, k –номер столбца матрицы, $\oplus$-сложение по модулю 2.Аналогичным образом строятся наборы $\{h_{4i}\}$, $\{r_{8i}\}$, $\{h_{8i}\}$.Таблицы умножения разреженных матриц в наборах совпадают с таблицами умножения известных гиперкомплексных числовых систем (ГЧС):

Таблица. Соответствия наборов разреженных матриц проекционных операторов и ГЧС

Набор разреженных матриц	$\{r_{4i}\}$	$\{h_{4i}\}$	$\{r_{8i}\}$	$\{h_{8i}\}$
ГЧС, таблица умножения которой совпадает с таблицей умножения матриц в наборе	Сплит-кватернионы Кокла	Кватернионы Гамильтона	Бисплит-кватернионы Кокла	Бикватернионы Гамильтона

Проекционные генетические операторы

Линейный оператор P является проекционным на некоторое подпространство тогда и только тогда, когда он идемпотентен, т.е. $P = P^2$ [3].В [1] рассмотрены специального вида проекционные операторы, суммы некоторых из них умноженных на скалярный коэффициент при возведении в степень порождают циклические группы.

Коротко изложим суммы, каких именно проекторов, и с какими коэффициентами порождают циклические группы при их возведении в степень. Для этого рассмотрим варианты декомпозиции матриц R_4, H_4, R_8, H_8.

С-декомпозиция (декомпозиция по столбцам). В результате С-декомпозиции матриц R_4, H_4, R_8, H_8получаем наборы разреженных матриц $\{r_{4i}^c\}$, $\{h_{4i}^c\}$, $\{r_{8i}^c\}$, $\{h_{8i}^c\}$. Набор $\{r_{4i}^c\}$ получаем следующим образом:

$$R_4 = \sum_{i=0}^{4} r_{4i}^c \,, r_{4i}^c(j,k) = \begin{cases} R_4(j,k), \text{если } k = i \\ 0, \text{если } k \neq i \end{cases}$$

где i-номер матрицы в наборе, j-номер строки матрицы, k –номер столбца матрицы, $\oplus$-сложение по модулю 2. Аналогично получаем наборы $\{h_{4i}^c\}$, $\{r_{8i}^c\}$, $\{h_{8i}^c\}$. Легко убедиться, что каждая матрица из наборов $\{r_{4i}^c\}$, $\{h_{4i}^c\}$, $\{r_{8i}^c\}$, $\{h_{8i}^c\}$ является проектором. Кроме того

суммы некоторых матриц, умноженных на скалярный коэффициент,порождают циклические группы при их возведении в степень.

R-декомпозиция (декомпозиция по строкам). В результате R-декомпозиции матриц R_4, H_4, R_8, H_8 получаем наборы разреженных матриц $\{r_{4i}^r\}$, $\{h_{4i}^r\}$, $\{r_{8i}^r\}$, $\{h_{8i}^r\}$. Набор $\{r_{4i}^r\}$ получаем следующим образом:

$$R_4 = \sum_{i=0}^{4} r_{4i}^r \,, r_{4i}^r(j,k) = \begin{cases} R_4(j,k), \text{если } j = i \\ 0, \text{если } j \neq i \end{cases}$$

где i-номер матрицы в наборе, j-номер строки матрицы, k –номер столбца матрицы, $\oplus$ -сложение по модулю 2. Аналогично получаем наборы $\{h_{4i}^r\}$, $\{r_{8i}^r\}$, $\{h_{8i}^r\}$.

Каждая матрица из наборов $\{r_{4i}^r\}$, $\{h_{4i}^r\}$, $\{r_{8i}^r\}$, $\{h_{8i}^r\}$ является проекционным оператором. Кроме того, суммы некоторых матриц, умноженных на скалярный коэффициент, порождают циклические группы при их возведении в степень.

Для С-декомпозиции и для R-декомпозиции справедливо:

$$\left(\frac{1}{\sqrt{2}}(r_{4k} + r_{4j})\right)^{n+8} = \frac{1}{\sqrt{2}}(r_{4k} + r_{4j}), \text{при } k \oplus j = 1,$$

где $r_{4k}, r_{4j} \in \{r_{4i}^c\}$или $r_{4k}, r_{4j} \in \{r_{4i}^r\}$

$$\left(\frac{1}{\sqrt{2}}(r_{8k} + r_{8j})\right)^{n+8} = \frac{1}{\sqrt{2}}(r_{8k} + r_{8j}), \text{при } k \oplus j = l, l \in \{2,3\},$$

где $r_{8k}, r_{8j} \in \{r_{8i}^c\}$или $r_{8k}, r_{8j} \in \{r_{8i}^r\}$

$$\left(\frac{1}{\sqrt{2}}(h_{4k} + h_{4j})\right)^{n+8} = \frac{1}{\sqrt{2}}(h_{4k} + h_{4j}), \text{при } k \oplus j \neq 0$$

где $h_{4k}, h_{4j} \in \{h_{4i}^c\}$или $h_{4k}, h_{4j} \in \{h_{4i}^r\}$

$$\left(\frac{1}{\sqrt{2}}(h_{8k} + h_{8j})\right)^{n+8} = \frac{1}{\sqrt{2}}(h_{8k} + h_{8j}), \text{при } k \oplus j = l, l \in \{1,2,4,6\},$$

где $h_{8k}, h_{8j} \in \{h_{8i}^c\}$или $h_{8k}, h_{8j} \in \{h_{8i}^r\}$

Биомеханические и робототехнические приложения генетических проекционных операторов.

На основе принципов биоинформатики, биокибернетики и биомеханики живых организмов возникает биоморфное машиностроение, которое использует концепциибионики в робототехнике [8].Для передвижения в различных средах адаптивными роботами используются различные циклические процессы, обусловленные заданной скоростью передвижения и свойствами внешней среды (вода, гравий, склон, песок и проч.), что реализуется на основе адресного кодирования циклических процессовв различных робототехнических подсистемах.

Предлагается использовать генетические проекционные операторы [1] для биоморфного управления динамическими объектами с циклическими режимами функционирования путем минимизации функционала качества в фазовом пространстве параметров таким образом, чтобы конечными состояниями системы стали те или иные циклические фазовые аттракторы. Данный подход дополняет возможности методов,

предложенных в работах [6,7].

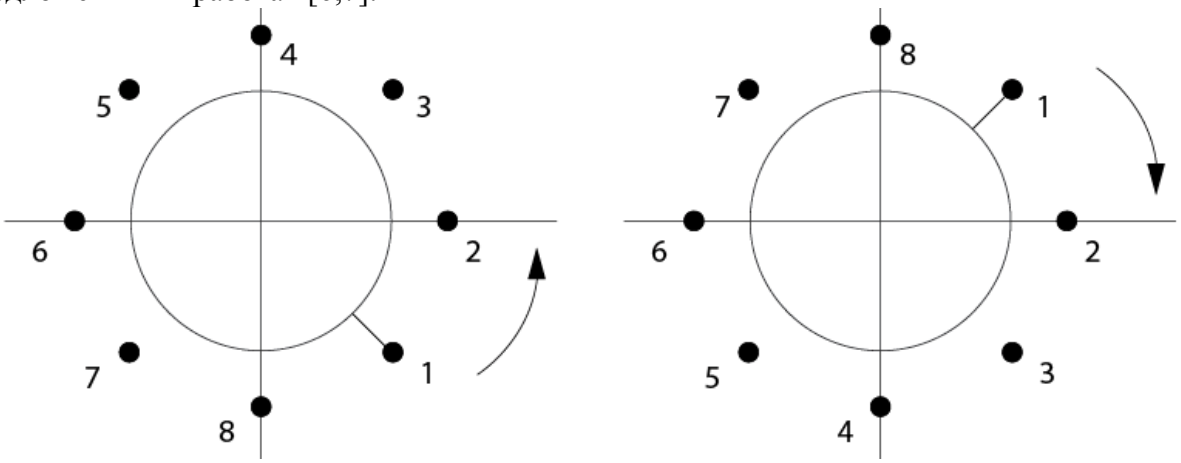


Рис. Плоскость 01 (вращение против часовой стрелки) и плоскость 23 (вращение по часовой стрелке)

В качестве примера метода рассмотрим адресное управление вращениемкомпонентов двусоставного биомеханическогоманипулятора (рис.). Пусть начальное состояние элемента X_1=‖1 -1 1 1‖. В приведенной ниже формуле показано, как при помощи генетических проекционных операторов получить такую последовательность $\{X_i\}$ состояний системы, что при последовательном переходе из одного состояния в другое, один из суставов будет вращаться по часовой стрелке, а другой против часовой стрелки.

$$X_i = X_1 \frac{1}{\sqrt{2}}\left((r_{40}^c + r_{41}^c)^i + (r_{42}^c + r_{43}^c)^{10-q}\right), q = i - 8k, q < 8, q, k, i \in \mathbb{N}$$

ЛИТЕРАТУРА

1.Petoukhov, S.V. The genetic code, 8-dimensional hypercomplex numbers and dyadic shifts. (7th version from January, 30, 2012), http://arxiv.org/abs/1102.3596

2. S.V.Petoukhov The genetic code, algebra of projection operators and problems of inherited biological ensembles-Электронная публикация на международном сайте http://arxiv.org/abs/1307.7882 от 30 июля 2013 года.

3. П.Халмош Конечномерные векторные пространства, Государственное издательство физико-математической литературы, М. 1963

4. А.П.Дубров, Симметрия биоритмов и реактивности, Медицина, гл.3.3.3.Биохронотопология, 101-108, Москва (1987).

5. К.В. Судаков Функциональные системы. — Москва: «Издательство РАМН», 2011. — 320 с. — (Научное издание). — 1000 экз. — ISBN 978-5-7901-0109-0

6. Степанян И.В., Цыганков В.Д., Свирин В.И., Голованева Г.В. Нейрофизиологические подходы к медицинской кибернетике на базе творческого наследия академика П.К. Анохина // Биозащита и биобезопасность. – 2012. – №1. – С. 28-40

7. .Свирин В.И., Степанян И.В. Нейрокибернетический подход к биопротезированию В сб: матер. XXI Междунар. конф. молодых ученых и студентов по современным проблемам машиноведения (МИКМУС-2011). Матер. конф. 14-17 декабря 2011 – С. 152

8. Смольников Б.А., Юревич Е.И. Биомеханика и в робототехнике. СПбГТУ., Материалы 10-ой научно-технической конференции «Экстремальная робототехника», 2004 г.

КОНЦЕПЦИЯ ОСРЕДНЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В ПОИСКЕ ТРАЕКТОРИИ ПОВЕРХНОСТНОЙ ТРЕЩИНЫ СМЕШАННОГО ТИПА ПРИ КОНТАКТНОМ НАГРУЖЕНИИ

THE CONCEPT OF THE AVERAGING STRESS IN RESEARCH OF THE SURFACE CRACK TRAJECTORY OF THE MIXED TYPE UNDER THE ROLLING-SLIDING CONTACT LOADING

М.М. Семенова[1,2] – студ., **Ю.Г. Матвиенко**[2]– д.т.н.
[1]НИЯУ МИФИ
[2]Институт машиноведения им. А. А. Благонравова РАН

Abstract. There was provided the theoretical research of mixed type surface crack growth criterion under rolling-sliding contact loading by averaging of stress. The accounting of nonsingular components of stress allowed to receive more precise result in comparison with the classical criterion.

1. ВВЕДЕНИЕ

Механические элементы под действием цикличной контактной нагрузки могут разрушаться вследствие усталостного повреждения и износа, даже если результирующие напряжения гораздо ниже статического уровня прочности. Контактное трение, приводящее к поверхностным трещинам и точечной коррозии, является одной из основных причин разрушения. Вопрос о способе описания контактного нагружения до сих пор активно изучается. Одним из подходов к решению этого вопроса является использование механики разрушения для моделирования роста поверхностных трещин, приводящих к отказу. В случае малой пластической зоны в окрестности вершины трещины, по сравнению с характерными размерами трещины, используется линейно-упругая механика разрушения. Предложено несколько критериев для описания хрупкого разрушения в линейно-упругих материалах при растягивающих и скалывающих напряжениях, появляющихся около вершины трещины. Например, критерии максимальных тангенциальных напряжений [1] и минимальной плотности энергии деформации [2] обычно используются для анализа роста трещины в контактной области, но учитывают влияние только коэффициентов интенсивности напряжений трещины нормального отрыва K_{Ic} и поперечного сдвига K_{IIc}. Так же был предложен модифицированный критерий максимальных тангенциальных напряжений [3], учитывающий влияние несингулярных компонент напряжения, T-напряжений. T-напряжения - несингулярная компонента двумерного поля напряжений у фронта трещины. Положительные T-напряжения повышают степень стеснения деформаций у вершины трещины, отрицательные приводят к ее понижению.

Описание поля напряжений в окрестности вершины трещины с помощью только сингулярных компонент напряжения оправдано только для расстояний гораздо меньше длины последнего прямолинейного участка трещины. Этого приближения обычно не достаточно для коротких или загнутых трещин, имеющих место в поверхностном слое при контактных нагрузках. Поэтому используется асимптотическое расширение поля упругих напряжений в окрестности вершины трещины при ненулевых граничных условиях (края трещины находятся под давлением, как показано на рис.1).

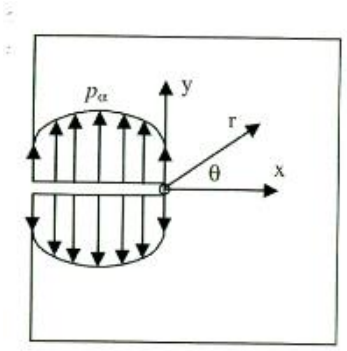


Рис. 1 Поверхность трещины под давлением

В этом случае поле напряжений вокруг трещины выражается следующим уравнением:

$$\begin{bmatrix}\sigma_{xx}\\ \sigma_{yy}\\ \sigma_{xy}\end{bmatrix}=\frac{K_I\cos(\frac{\theta}{2})}{\sqrt{2\pi r}}\begin{bmatrix}1-\sin(\frac{\theta}{2})\sin(\frac{3\theta}{2})\\ 1+\sin(\frac{\theta}{2})\sin(\frac{3\theta}{2})\\ \sin(\frac{\theta}{2})\cos(\frac{3\theta}{2})\end{bmatrix}+\frac{K_{II}\sin(\frac{\theta}{2})}{\sqrt{2\pi r}}\begin{bmatrix}-(2+\cos(\frac{\theta}{2})\cos(\frac{3\theta}{2}))\\ \cos(\frac{\theta}{2})\cos(\frac{3\theta}{2})\\ \cos(\frac{\theta}{2})-\cos(\frac{\theta}{2})\sin(\frac{3\theta}{2})\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}T\\ \sigma^c_{yy}\\ \sigma^c_{xy}\end{bmatrix} \quad (1)$$

,

где направления σ^c_{xy} и σ^c_{yy} определяются у вершины трещины и их распределение достаточно гладкое вдоль поверхности трещины. Коэффициенты интенсивности напряжений K_I, K_{II} и T-напряжения при $\theta = 0^o$ определяются:

$$\begin{aligned}K_I &= \lim_{r\to 0}\left(\sigma_{yy}-\sigma^c_{yy}\right)\cdot\sqrt{2r\pi}\\ K_{II} &= \lim_{r\to 0}\left(\sigma_{xy}-\sigma^c_{xy}\right)\cdot\sqrt{2r\pi}\\ T &= \lim_{r\to 0}\left(\sigma_{xx}-\sigma_{yy}+\sigma^c_{yy}\right)\end{aligned} \quad (2)$$

Уравнения (1) и (2) действительны, если края трещины нагружены постоянным давлением $p_\alpha(\alpha = x, y)$, то σ^c_{yy} приравнивается к $-p_y$, а $\sigma^c_{xy} = -p_x$.

2. Критерий осредненных максимальных тангенциальных напряжений

Постулируется что, рост трещины начинается вдоль радиуса ее вершины в перпендикулярной плоскости по направлению осредненных максимальных касательных напряжений $\sigma_{\theta\theta}$.

Тангенциальные напряжения могут быть записаны в полярных координатах[4]:

$$\sigma_{\theta\theta}(\theta) = \sigma_{xx}\sin^2(\theta) + \sigma_{yy}\cos^2(\theta) - \sigma_{xy}\sin(2\theta). \quad (3)$$

Подставляя напряжения из уравнения (1) в уравнение (3), получаем:

$$\sigma_{\theta\theta}(\theta, r) = \frac{1}{\sqrt{2\pi r}}\cos\frac{\theta}{2}\left[K_I\cos^2\frac{\theta}{2} - \frac{3}{2}K_{II}\sin\theta\right] + T\sin^2\theta - \sigma^c_{xy}\sin 2\theta + \sigma^c_{yy}\cos^2\theta \quad (4)$$

Далее используя осреднение тангенциальных напряжений

$$\overline{\sigma_{\theta\theta}} = \frac{1}{d}\int_0^d \sigma_{\theta\theta}(r)dr\,, \quad (5)$$

получаем критерий направления роста трещины в виде:

$$\frac{\partial \bar{\sigma}_{\theta\theta}}{\partial \theta} = K_I \sin\theta + K_{II}(3\cos\theta - 1) + \frac{4}{3}\sqrt{2\pi d}\,\sigma^c_{xy}\,\frac{\cos 2\theta}{\cos\dfrac{\theta}{2}} - \frac{8}{3}(T - \sigma^c_{yy})\sqrt{2\pi d}\cos\theta\sin\frac{\theta}{2} = 0 \qquad (6)$$

,

где d - размер зоны процесса разрушения в окрестностях вершины трещины, который предполагается постоянной величиной и определяется для условий плоской деформации формулой:

$$d = \frac{1}{6\pi}\left(\frac{K_{Ic}}{\sigma_{yc}}\right)^2, \qquad (7)$$

где σ_y - предел текучести, а K_{Ic} - вязкость разрушения.

3. Результаты расчета

Примем данные для расчета[5]: максимальная величина давления p_o=1779МПа, пятно контакта b=0.228мм, предел текучести σ_{yc} =2200МПа, вязкость разрушения K_{Ic} =521МПа·мм$^{0.5}$. Из-за небольших коэффициентов трения контакта давление скольжения $p_x = \mu \cdot p(x)$ в сцеплении шестеренок, где:

$$p(x) = p_y = p_0\sqrt{1 - \left(\frac{x_0}{b}\right)^2} \qquad (8)$$

для различных положений пятна контакта относительно вершины поверхностной трещины (рис. 2).

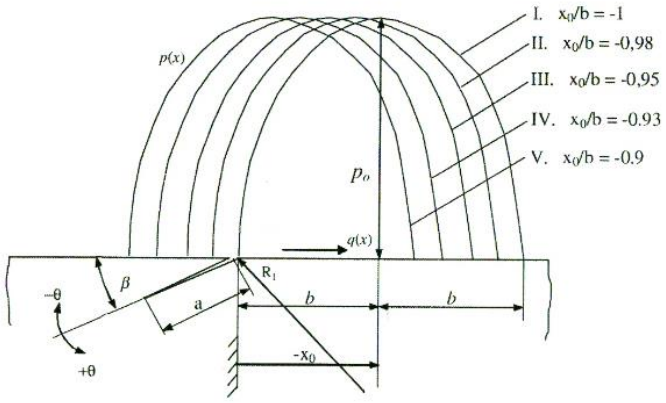


Рис. 2 Моделирование контактного нагружения

Исходные параметры, необходимые для расчета направления роста поверхностной трещины в условиях контактного нагружения приведены в табл. 1.

Таблица 1 Данные для расчета

*/$p_0 b^{0.5}$	μ	x_o/b			
		-0,90	-0,93	-0,95	0,98
K_I	0,1	0,22	0,26	0,33	0,32
K_{II}		0,038	0,073	0,11	0,131
T		0	0,275	0,625	0,825
K_I	0,065	0,22	0,27	0,31	0,29
K_{II}		0,046	0,077	0,12	0,138
T		0	0,25	0,6	0,775
K_I	0,04	0,22	0,27	0,31	0,30
K_{II}		0,054	0,085	0,125	0,142
T		0	0,225	0,55	0,75

Результаты расчета направления роста трещины (угла θ) представлены на рис. 3. При удалении пятна контакта от вершины трещины (рис. 2) угол роста трещины увеличивается (по модулю) относительно поверхности тела. Результаты расчета по предложенному критерию осреднения максимальных тангенциальных напряжений (рис. 3) дают меньшее значение угла направления роста трещины по сравнению с обобщенным критерием (рис. 4).

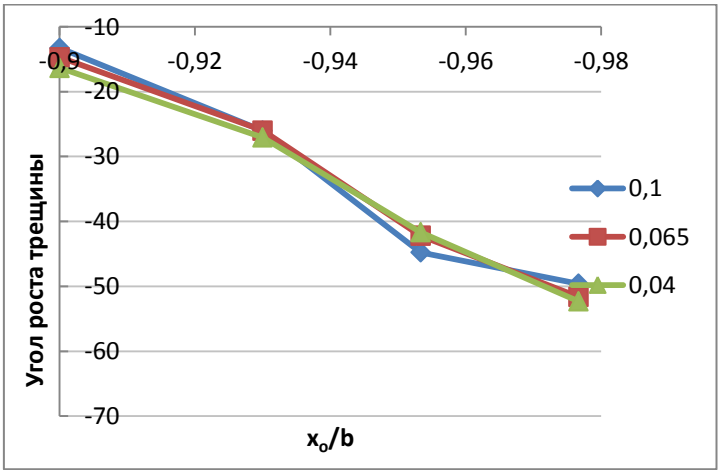


Рис.3 Угол распространения трещины, рассчитанный по критерию осредненных максимальных тангенциальных напряжений

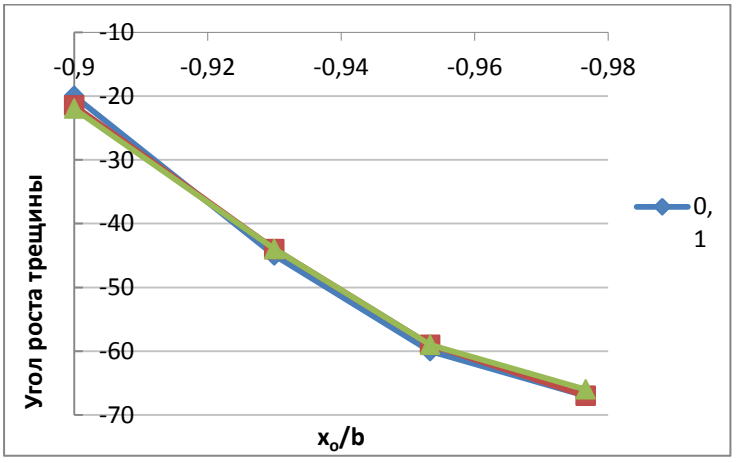


Рис.4 Угол распространения трещины, рассчитанный по модифицированному критерию максимальных тангенциальных напряжений

4. ВЫВОДЫ

Предложен критерий направления роста трещины для трещины смешанного типа при контактном нагружении. Критерий основан на осреднении максимальных тангенциальных напряжений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Erdogan, F., and Sih, G. C.. On the Crack Extension in Plates Under Plane Loading and Transverse Shear// ASME Journal Basic Engineering 1963, vol. 85, pp. 525–527
2. Sih G. C.. Strain-energy-density factor applied to mixed mode crack problems// International Journal of Fracture 1974, vol. 10, pp. 305-321
3. Parteymüller P.. Numerische simulation der 3D-Rißausbreiung mit der Randelementmethode// Fortschritt-Berichte 1999, VDI 18(242)
4.. Matvienko Yu. G.. Maximum Average Tangential Stress Criterion for Prediction of the Crack Path// International Journal of Fracture 2012, vol. 176, pp. 113-118
5. Zafošnik B., Ren Z., Flašker J., Mishuris G.. Modelling of Surface Crack Growth under Lubricated Rolling–Sliding Contact Loading//International Journal of Fracture 2005, vol. 134, pp. 127-149

ИССЛЕДОВАНИЕ МАНИПУЛЯТОРОВ С ВОЗМОЖНОСТЬЮ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ ВЕДУЩЕГО ЗВЕНА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА

STUDY OF MANIPULATORS WITH THE ROTATIONAL MOTION OF THE LEADING LINK OF EXECUTIVE MECHANISM

Н.А.Середа – асп.
ФГБОУ ВПО «Калининградский государственный технический университет»

Abstract. The paper presents the review of known manipulators designs. Transfer and executive mechanisms of these devices operate with a single drive and output links with grippers for wares perform a complex movement. New kinematic structures of the named manipulators are proposed. The paper presents the results of kinematic and dynamic analysis of manipulators with the rotational motion of the leading link of operating mechanism.

В работе проведён обзор известных конструкций манипуляторов, передаточный и исполнительный механизмы которых работают от одного привода, а выходные звенья с захватами для изделий совершают сложное движение. Многообразие таких устройств разделено на группы по наиболее важному признаку – характеру движения ведущего звена исполнительного механизма. Выделены следующие группы рассматриваемых технологических машин:

1) манипуляторы с возвратно-поворотным движением ведущего звена исполнительного механизма;

2) устройства с возвратно-поступательным движением ведущего звена исполнительного механизма;

3) манипуляторы с возможностью вращательного движения ведущего звена исполнительного механизма;

4) устройства со сложным движением ведущего звена исполнительного механизма.

Сравнительный анализ выделенных групп манипуляторов позволил выявить достоинства и недостатки этих групп и наметить пути устранения недостатков, то есть пути совершенствования рассматриваемых машин-манипуляторов.

Предложена кинематическая схема манипулятора, построенного на базе кулисного механизма с вращающейся кулисой [1].

Манипулятор выполнен в виде комбинированного механизма, включающего передаточный механизм, два исполнительных механизма с губками для захвата изделий, опорной площадки и привод.

Передаточный механизм выполнен в виде кривошипно-кулисного механизма с вращающимися выходными звеньями. Он включает ведущее звено – кривошип, укрепленный на валу привода, выходное звено – кулису, выполненную двуплечей (плечи кулисы имеют одинаковую длину), промежуточное звено – ползун, шарнирно связанный со свободным концом кривошипа и сопряжённый с одним из плеч кулисы. Кулиса в средней её части шарнирно связана со стойкой, каждое из плеч кулисы является ведущим звеном соответствующего исполнительного механизма. Кинематическая связь передаточного механизма с соответствующим исполнительным механизмом осуществляется посредством пальца, жёстко укреплённого на свободном конце каждого из плеч кулисы.

Исполнительные механизмы выполнены одинаковыми, каждый из них содержит выходные звенья с губками для захвата изделий. Выходные звенья исполнительного механизма занимают фиксированное положение на соответствующем плече кулисы, последнее обеспечено посредством силовых упругих элементов (пружин растяжения) и упоров, жёстко укреплённых на каждом из плеч кулисы. На выходных звеньях

смонтированы ролики для взаимодействия с рабочими профилями раздвижных клиньев. Клинья установлены в позициях «схват изделия» и «выдача …».

Для манипулятора, построенного на основе кулисного механизма с вращающейся кулисой, проведённое кинематическое исследование при допущении о постоянстве угловой скорости ведущего звена (кривошипа) показало, что угловая скорость выходного звена кулисного механизма достигает минимального значения за цикл движения в положении этого механизма, когда кривошип лежит на продолжении линии центров, то есть при выполнении манипулятором операции «схват изделия». Замедление скорости выходного звена кулисного механизма, несущего выходные звенья манипулятора с захватами для изделий, способствует повышению точности охвата изделия при выполнении названной выше операции.

Вторая передаточная функция (аналог углового ускорения) кулисы при постоянстве угловой скорости ведущего звена (кривошипа) изменяется следующим образом: в начале и в конце рабочего хода манипулятора вторая передаточная функция равна нулю, внутри интервала рабочего хода имеет место максимум данной функции. Произведение первой и второй передаточных функций, максимум которого является динамическим критерием данного механизма [2, 3], изменяется аналогично характеру изменения второй передаточной функции.

Показано, что для механизма с вращающейся кулисой силовое передаточное отношение может быть выражено как функция трёх величин: основного параметра кулисного механизма – отношения длины кривошипа к межцентровому расстоянию, угла поворота кривошипа и параметра плеча кулисы – отношения длины плеча кулисы к межцентровому расстоянию. Кулисный механизм с вращающейся кулисой не позволяет получить больших значений силового передаточного отношения в отдельных положениях этого механизма. Манипулятор, построенный на основе механизма с вращающейся кулисой, рационально применять при передаче стабильно лёгких штучных изделий. Оценено влияние изменения размеров звеньев кулисного механизма на силовое передаточное отношение. Показана возможность использования формулы для силового передаточного отношения при выборе размеров звеньев исследуемого механизма манипулятора.

Предложена кинематическая схема манипулятора, построенного на основе зубчатого механизма с ведущим неполнозубым зубчатым колесом [4].

Манипулятор содержит комбинированный механизм, выполненный в виде передаточного механизма, двух исполнительных механизмов, опорную площадку и привод.

Передаточный механизм выполнен в виде зубчатого механизма, ведущее зубчатое колесо которого связано с валом привода, а ведомое колесо укреплено на оси. Зубчатые колёса передаточного механизма имеют разные диаметры делительных окружностей. Диаметр ведущего колеса больше диаметра ведомого. На участках ведущего колеса, смещённых один относительно другого на 180˚, обозначенное выше колесо не имеет зубьев. Следовательно, ведомое зубчатое колесо, укреплённое на оси вращения ведущих звеньев исполнительного механизма, совершает вращательное движение с остановками.

Исполнительные механизмы выполнены одинаковыми. Ведущие звенья представляют собой стержни, укрепленные на оси соосно с ведомым зубчатым колесом передаточного механизма. На свободном конце каждого из ведущих звеньев жёстко укреплён палец для шарнирной связи с выходными звеньями исполнительного механизма и с губками для захвата изделий. На выходных звеньях исполнительного механизма имеются ролики для взаимодействия с боковыми поверхностями раздвижных клиньев. Клинья установлены в позициях «схват изделия» и «выдача …», последние соответствуют положениям остановок ведомого зубчатого колеса. Каждое из выходных звеньев исполнительного механизма снабжено силовым упругим элементом (пружиной

растяжения) и упором, жёстко укреплённом на ведущих звеньях (стержнях) исполнительного механизма.

Выстаивание ведомого зубчатого колеса, соответствующее положению выходных звеньев исполнительных механизмов на границах ходов, обеспечивают подпружиненные роликовые фиксаторы. Фиксаторы для ведомого зубчатого колеса укреплены на каждом ведущем звене исполнительных механизмов. Каждый из фиксаторов содержит толкатель, подвижно сопряжённый с ведущим звеном соответствующего исполнительного механизма, и фигурный копир с симметричной рабочей поверхностью. Упомянутый толкатель снабжён роликом и силовым упругим элементом (пружиной сжатия). Копир укреплён жёстко на поверхности опорной площадки и установлен только в позиции «схват изделия». Копир является общим для обоих фиксаторов.

Манипулятор, построенный на базе зубчатого механизма с ведущим неполнозубым колесом, исследован на предмет определения геометрических, кинематических и динамических характеристик передаточного механизма [5]. Результаты кинематического расчёта, расчёта цикловых характеристик и циклограммы манипулятора указывают на возможность эффективной работы устройства при производительности 60 рабочих циклов в минуту.

Отличительной особенностью манипулятора, построенного на основе зубчатого механизма с ведущим неполнозубым зубчатым колесом, является то, что операции «схват изделия» и «выдача …» при работе этого манипулятора выполняются не на ходу, а в моменты фиксированного выстоя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Устройство для передачи изделий / А.С. Горлатов, Н.А. Середа: пат. 2438858 Рос. Федерация. № 2010109574/02; заявл. 15.03.2010; опубл. 10.01.2012. Бюл. № 1. 7 с.
2. Вульфсон И.И., Коловский М.З. Нелинейные задачи динамики машин. – М.: Машиностроение, 1968. – 284 с.
3. Вульфсон И.И. Динамические расчёты цикловых механизмов. – Л.: Машиностроение, 1976. – 328 с.
4. Устройство для передачи изделий / А.С. Горлатов, Н.А. Середа: пат. 2438857 Рос. Федерация. № 2010109573/02; заявл. 15.03.2010; опубл. 10.01.2012. Бюл. № 1. 9 с.
5. Середа Н.А. Совершенствование манипуляторов для передачи штучных изделий применительно к технологическим линиям пищевых производств // XI Всерос. науч.-технич. конф. с междунар. участием «Механики – XXI веку»: Братск: ФГБОУ ВПО «БрГУ», 2012. – С. 97 – 102.

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА КОНТРОЛЯ КАЧЕТСВА АППАРАТНО-ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА СИМУЛЯЦИОННОЙ МЕДИЦИНЫ

METHODS AND FACILITIES OF QUALITY CONTROL OF SIMULATION MEDICINE HARDWARE AND SOFTWARE COMPLEXES

А.В.Скользнев – асп.
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования
Самарский государственный технический университет

Abstract. The estimation methodology of satisfying the hardware and software complexes (HSC) to requirements list is shown in the report. The characteristic features of interface interaction with diagnostic tester were described. The quality control facilities of simulation medicine HSC are presented.

В настоящее время растет популярность и распространение медицинских тренажеров, аппаратных средств лечения и реабилитации. Они представляют собой сложные гетерогенные комплексы, включающие:

– Программное обеспечение: 3D модели, средства имитационного моделирования, сценарии, математические модели.
– Аппаратное обеспечение: датчики, микроконтроллеры, силовые приводы.
– ЭВМ, сети и прочие технологические устройства.

Для их прикладного применения необходимо обеспечить контроль соответствия следующих требований:

– Реалистичность изображения/ощущения.
– Точность усилия обратной связи;
– Обеспечение необходимого количества степеней свободы;
– Адекватность симуляции свойств объекта имитации.

Поэтому актуальной задачей является разработка средств автоматизации для контроля аппаратно-программного комплекса (АПК) симуляционной медицины. Данная задача может быть решена путем разработки специализированного испытательного комплекса и соответствующих программных методик. Оценка реалистичности симуляционного комплекса производится аппаратно-программными средствами, оборудованными измерительными датчиками, способными численно оценить характеристики, непосредственно влияющие на реалистичность имитируемого воздействия. Следует отметить, что для осуществления оценки при помощи АПК необходимо иметь в наличии количественные характеристики реального медицинского воздействия, имитацию которого реализует АПК.

Объектом проведения испытаний является комплекс программных и технических средств, входящих в состав АПК.

Целью проведения испытаний является предварительная оценка соответствия комплекса программных и технических средств, входящих в состав АПК требованиям технического задания (ТЗ), а также определение готовности опытного образца к приемочным испытаниям.

Поскольку испытательный комплекс представляет собой сложную гетерогенную систему, реализация программной методики испытаний подразумевает проведение предварительного анализа конструктивных, схемотехнических и аппаратных особенностей разработанного испытательного стенда. К данным особенностям относятся:

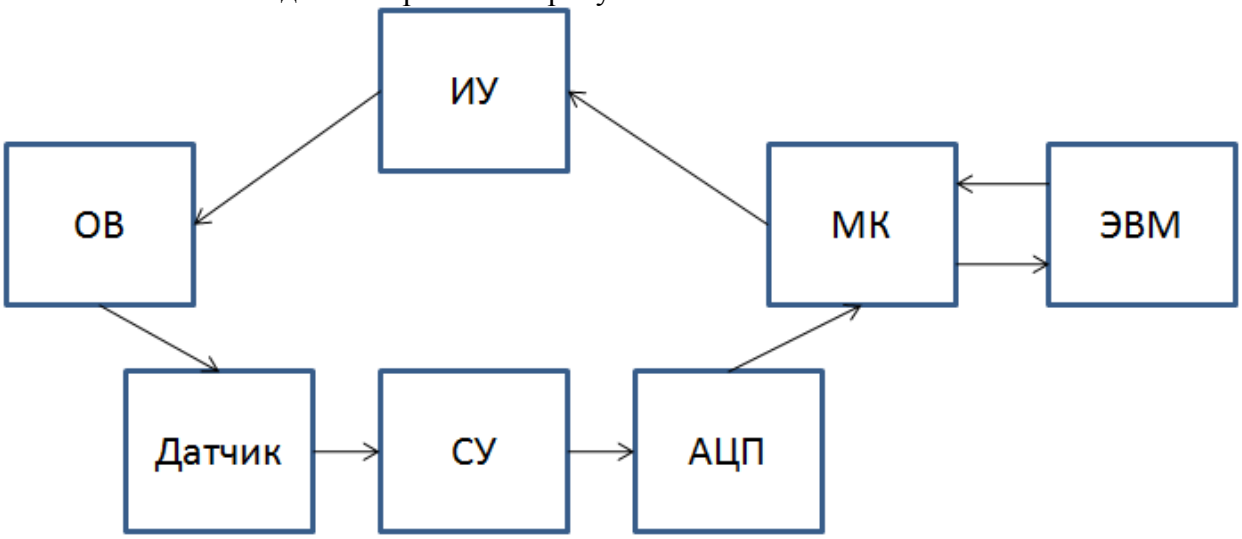
– Тип применяемых в конструкции датчиков (оптические датчики, тензорезисторы, потенциометры);
– Дискретизация считываемого сигнала;
– Наличие помех в считываемом сигнале;

– Тип исполнительного устройства (сервопривод, линейный двигатель, двигатель постоянного тока);

– Разрядность аналого-цифрового преобразователя (АЦП), количество измерительных каналов.

– Тип микроконтроллерных модулей, их ключевые особенности.

По результатам анализа данных особенностей разработчики приступают к написанию специализированного программного обеспечения (ПО) для реализации программной методики испытаний. Принципиальная схема взаимодействия с испытательным стендом изображена на рисунке 1.



ЭВМ отправляет данные на микроконтроллер (МК) посредством определенного интерфейса взаимодействия (USB,COM), который, в свою очередь реализует алгоритм управления тем или иным исполнительным устройством (ИУ), в качестве которого может выступать сервопривод, линейный двигатель. Как правило, данные исполнительные устройства управляются посредством ПИД-регулятора, широко используемого в системах автоматического управления для формирования управляющего сигнала с целью получения необходимых точности и качества переходного процесса. Объектом воздействия может выступать катетер, рейка манипулятора и т.д. Результат воздействия оценивается при помощи внешних датчиков – ими могут являться тензорезисторы, оптические датчики, потенциометры. Сигнал с датчиков проходит через схему усиления (СУ), после чего он оцифровывается. Оцифрованный сигнал поступает на периферию микроконтроллера, затем пакет с полученными данными отправляется на ЭВМ, где происходит конечная обработка считанного сигнала. Следует заметить, что АЦП может располагаться на одной плате с микроконтроллерным модулем. Реализация программной методики испытаний предполагает оценку погрешностей заданных и фактических измеряемых величин. В качестве результатов оценки приводятся следующие величины:

– Абсолютная погрешность;

– Относительная погрешность;

– Среднеквадратическое отклонение.

На конечные результаты проведения испытаний влияют следующие факторы:

– Методическая погрешность измерений;

– Помехи в считываемом сигнале;

– «Дрожание» датчиков;

– Недостаточная разрядность АЦП;

– Нелинейные калибровочные коэффициенты.

При разработке испытательного комплекса, а также программной методики испытаний необходимо учитывать данные факторы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, оценка соответствия комплекса программных и техническихсредств, входящих в состав АПК, включает в себя 4 основных этапа:

1. Всесторонняя оценка аппаратной части комплекса, выявление ее конструктивных преимуществ и недостатков, степени реалистичности имитируемого воздействия.
2. Разработка программной методики испытаний АПК.
3. Реализация программной методики испытаний АПК (написание программного обеспечения).
4. Оценка результатов проведения испытаний.

ОПТИМИЗАЦИЯ МУНИЦИПАЛЬНОГО ПАССАЖИРСКОГО АВТОПАРКА НА ОСНОВЕ ОБОБЩАЮЩИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПЕРЕВОЗОЧНОГО ПРОЦЕССА

OPTIMIZATION OF THE MUNICIPAL PASSENGER FLEET ON THE BASIS OF THE GENERAL TRANSPORTATION PROCESS INDICATORS

Е.А.Смирнов – студ., **В.Н.Федотов** – к.т.н., доц.
Национальный минерально-сырьевой университет «Горный»

Abstract. It is shown that the municipal passenger transport in major cities performs a significant amount of passenger traffic and with that cause adverse influence for the city environment. The mass of pollutant emissions of one of the St. Petersburg municipal parks rolling stock (more than 400 buses) is evaluated on the annual mileage and fuel consumption. The models of large and extra large capacity buses, whose engines emit the smallest mass of pollutants in their exhaust gases are determined. The optimization of the municipal public transport rolling stock is suggested on the basis of technical and economic (the volume of traffic) and environmental (mass emission) indicators.

Решение проблемы загрязнения окружающей среды (ОС) является условием устойчивого развития многих отраслей экономики. Как известно, выбросы загрязняющих веществ (ЗВ) производят не только крупные металлургические заводы, различные фабрики и тепловые электростанции, но и автомобильный транспорт, который является важной частью социально-экономической инфраструктуры развитых стран. Потребности рыночной экономики резко расширили корреспонденции перевозок автотранспортом в крупных городах России. Наиболее интенсивно возросло движение автомобилей и, как следствие, их неблагоприятное воздействие на пассажирских маршрутах, пролегающих через общественные зоны. При этом цели населения мегаполисов в передвижении требуют ежегодный рост транспортной работы парков, эксплуатирующих автобусы с разным уровнем соответствия требованиям Евро-норм к выбросам ЗВ [1]. Поэтому оптимизация подвижного состава (ПС) в автопарках, в первую очередь, муниципальных предприятий, выполняющих основной объем пассажирских перевозок, по параметрам перевозочного процесса является актуальной.

В работе приведена методика и пример оптимизации ПС, выполненный для одного из автобусных парков СПб ГУП «Пассажиравтотранс». На счету у данного автотранспортного предприятия имеется более 400 единиц автобусов. По каждой единице была получена информация о пассажировместимости, общем и годовом пробеге, типе и мощности двигателя, соответствии стандартам Евро, табл.1. Расчетные оценки количества ЗВ в отработавших газах автобусов по каждой марки в граммах на километр (г/км), приведены на рис. 1 и 2. В расчетах учитывалась номинальная мощность двигателей в кВт, и время движения на маршруте при характерной для условий дорожного движения в СПб средней технической скорости 20 км/ч.

В качестве основных параметров перевозочного процесса были приняты транспортная работа Р, тыс. км/год и масса выбросов М, кг/год. Для оптимизации было выбрано условие:

$$\{P_{i+1} > P_i \begin{cases} P_{i+1} > P_i \\ M_{i+1} \leq M_i \end{cases}$$

где P_{i+1} и P_i – соответственно, транспортная работа в планируемом году и текущем году;

M_{i+1} и M_i – соответственно, масса выбросов в планируемом году и текущем году.

Таблица 1. Подвижной состав пассажирского автопарка

Марка, модель автобуса	Кол-во, ед	Модель двигателя	Пассажиро-вместимость, сид./всего, чел	Длина, мм	Мощность, кВт(л.с.)	Евро
Volgabus-6271	11	MAN-D0836LOH64	32-39/167-182	17990	213 (290)	5
Волжанин-6270.06	18	BF6M1013	35/135	14685	209,5 (286)	3
Волжанин 6270-10	5	DC-903	32/140	15220	228 (310)	3
ЛиАЗ-6212	9	CAT-3126E	33/178	17640	221 (300)	3
ЛиАЗ-62132	25	MAN-D0836LOH02	32/159	17990	206 (280)	2
ЛиАЗ-621320	65	MAN-D0836LOH40	34/153	18040	206 (280)	3
Волжанин-5270.06	7	BF6M1013FC	28/104	11950	209,5 (286)	3
ЛиАЗ-5256	29	КамАЗ-7408.10	24/117	11400	144 (195)	0
ЛиАЗ-5256.25	117	CAT-3116	24/117	11400	172 (234)	3
ЛиАЗ-5256.34	7	ЯМЗ-6563.10	24/117	11400	160 (218)	3
ЛиАЗ-52922-10.04	7	MAN-D0836LOH04	20/112	12000	183 (245)	3
ЛиАЗ-52922-10.41	2	MAN-D0836LOH41	20/112	12000	176 (240)	3
НефАЗ-52994	21	Cummins6ISBe270B	23/104	12190	201 (274)	3
НефАЗ-5299-20-04	13	CAT-3116	25/114	11760	172 (234)	3
НефАЗ-5299-20-15	2	КамАЗ-740.31-240	25/114	11760	176 (240)	2
НефАЗ-5299-30-32	58	Cummins6ISBe270B	25/114	11760	201 (274)	3
Scania CL94UB	37	DC901BO1	23-39/122	11985	170 (230)	3

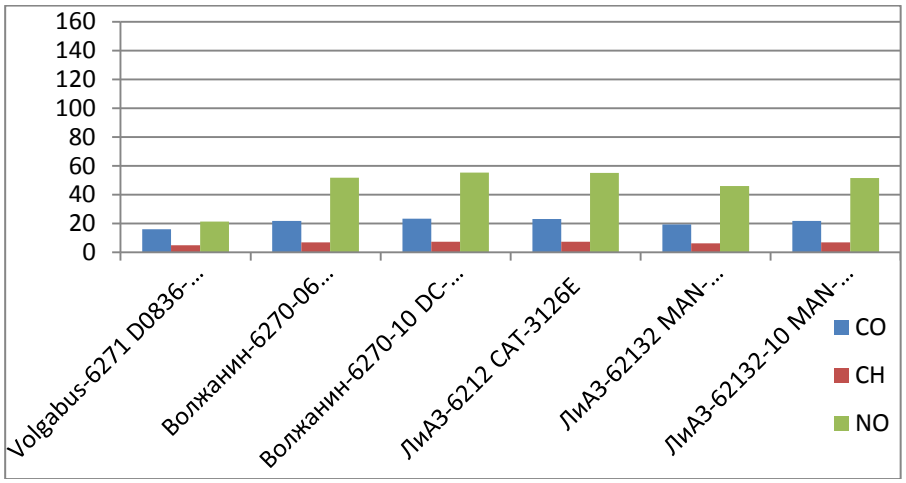


Рис.1. Выбросы автобусов с 6 классу вместимости

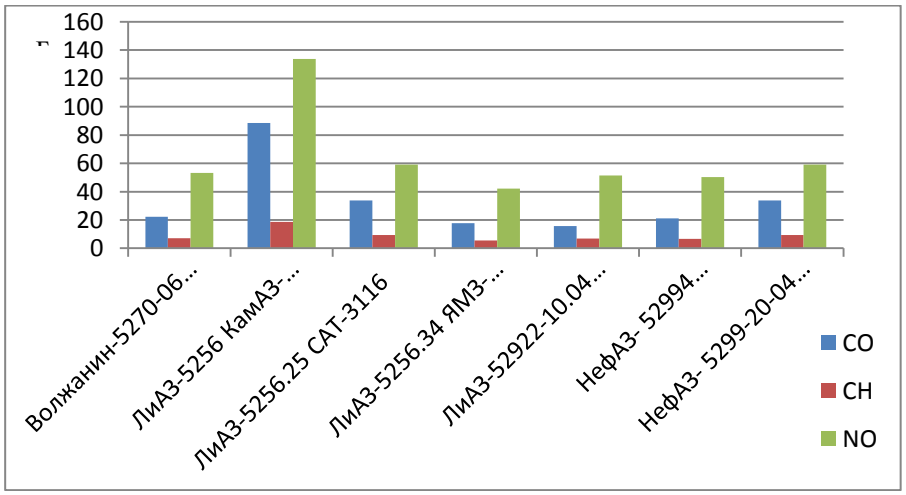


Рис.2. Выбросы автобусов с 5 классом вместимости

По данным СПб ГУП «Пассажиравтотранс» увеличение транспортной работы планируется в размере 5 – 6 % ежегодно. Очевидно, что транспортная работа при

одинаковой пассажировместимости автобусов будет эквивалента пробегу автобуса. Поэтому при оптимизации расчеты были проведены отдельно для автобусов 5 и 6 классов пассажировместимости. Для оценки транспортной работы автобусов в планируемом году принималось, что пробег является случайной величиной, и его величина характеризуется и равна математическому ожиданию распределения. Масса выбросов оценивалась по одному загрязняющему веществу – окиси углерода (CO).

$$M_i = X_1 \times м_1 + X_2 \times м_2 + \cdots + X_n \times м_n \ ,$$

где M_i – выброс i-го вещества в год;
X_j – пробег автобуса j-ой модели за год;
$м_j$ – масса выброса j-ой модели, г/км.

Графики распределения пробегов и приведены на рис. 3 и 4.

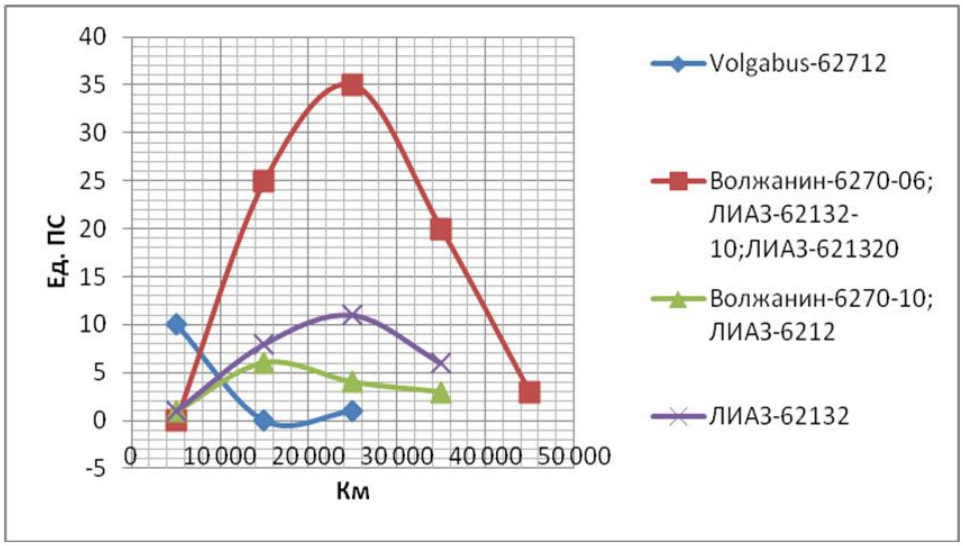


Рис.3. График распределения пробегов автобусов 6 класса пассажировместимости

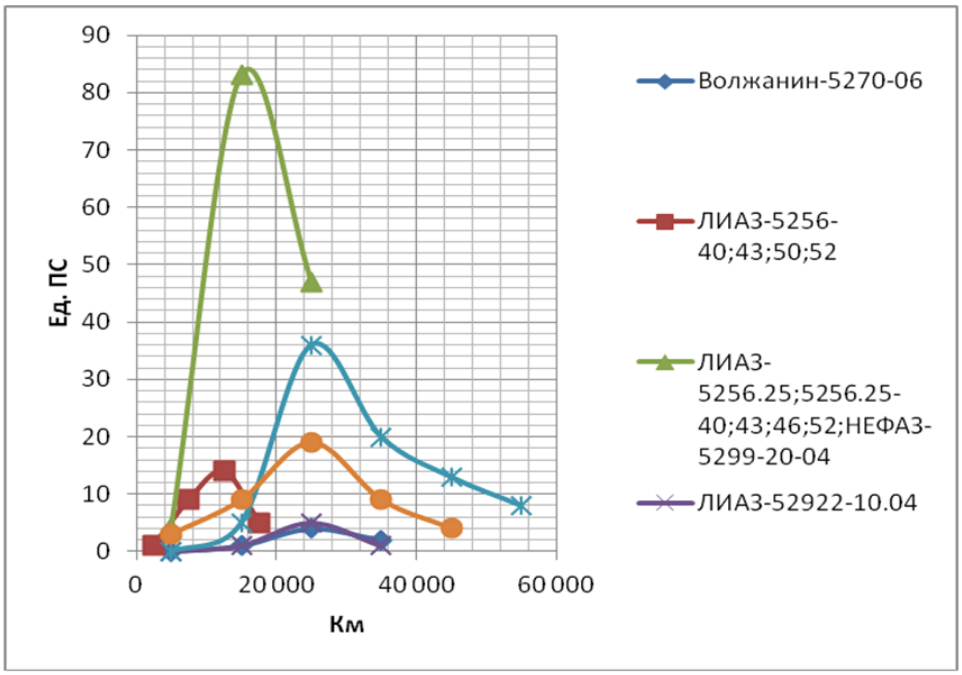


Рис.4. График распределения пробегов автобусов 5 класса пассажировместимости

Последовательность оптимизации подвижного состава на примере автобусов 5 класса приведена ниже:

Транспортная работа (суммарный пробег за 1 год автобусов 5 класса по пассажировместимости) составила 6 847 769 км. Плановое увеличение пробега на 5%, составит 342 389 км.

Расчет начинаем с группы наиболее экологичных автобусов – ЛИАЗ-52922-10.04: Их транспортная работа в текущем году: 171 215 км. Работа в планируемом году: (4*32 500+1*15 000+2*25 000) =195 000 км, где 4, 1 и 2 количество автобусов с пробегом 32 500 км, 15000 и 25000 км для планируемого года.

Аналогично считается транспортная работа для автобусов ЛИАЗ-5256.34; Скания-2; Скания-3; НефАЗ- 5299-30-32;НефАЗ- 52994; Волжанин-5270-06; ЛиАЗ-5256.25;ЛиАЗ-5256.25-40; ЛиАЗ-5256.25-43; ЛиАЗ-5256.25-46; НефАЗ- 5299-20-04 и ЛИАЗ-5256-40;43;50;52.

Учитывая, что общая транспортная работа в планируемом году составит 7 190 158 км, вычитаем вначале транспортную работу ЛИАЗ-52922-10.04 и далее из остатка последовательно транспортную работу других групп автобусов. Оставшиеся объем транспортной работы 227 762 км выполняют ЛИАЗ-5256-40;43;50;52 с двигателем КамАЗ 7408.10 (Евро 0).

ВЫВОДЫ

В результате оптимизации можно вывести из эксплуатации 14 автобусов 5 класса (ЛиАЗ-5256) с менее экологическими двигателями, увеличив пробег автобусов с более экологическими (Евро-3 и Евро-2). При этом величина выбросов на парк автобусов 5 класса пассажировместимости уменьшится по сравнению с прошлым годом с 28,26 г/км до 26,85 г/км при увеличении транспортной работы на 5% (342 389 км). Выбросы ЗВ и парк автобусов 6 класса вместимости остается без изменений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Подгурский С. Стандарты по токсичности отработавших газов. Высоконагруженные дизельные двигатели грузовиков и автобусов. http://www.os1.ru/article/ecologist/2008_02_A_2008_09_29-20_32_25/ «Основные Средства» №2/2008

К ВОПРОСУ О ЗАКОНОМЕРНОСТЯХ ПРОЦЕССОВ ФОРМИРОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ДЕТАЛЕЙ ТРИБОСИСТЕМ В РАВНОВЕСНОМ СОСТОЯНИИ НА ОСНОВЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ПОДХОДА К ПРОБЛЕМЕ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ДЕТАЛЕЙ

THE PROBLEM OF FORMING FEATURES OF PARTS SURFACE LAYER OF TRIBOSYSTEMS AT BALANCED STATE BASED ON ENERGETICAL APPROACH TO THE QUESTION OF ASSURANCE OF PARTS WEAR RESISTANCE

А.Н.Сутягин – к.т.н., доц.

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П. А. Соловьева»

Abstract. The article describes the processes of hardening and softening of the surface layer of parts in the process of wear during the formation of the equilibrium state of work surfaces of friction units. The equation for the calculation of the wear rate in the equilibrium state based on energetical approach to the question of assurance of parts wear resistance is shown.

Практика эксплуатации машин и механизмов показывает, что одной из основных причин отказов в работе различного рода оборудования является разрушение его отдельных деталей или их износ. Разрушение и изнашивание, как правило, начинается с рабочих поверхностей, поэтому состояние последних часто становится доминирующим фактором, определяющим надёжность и долговечность изготавливаемого оборудования.

Исследования процессов изнашивания трибосопряжений деталей машин показывают, что при переходе к нормальному процессу изнашивания большинство из них направленно изменяют свою исходную геометрическую форму [1, 2]. Установлено, что в период приработки претерпевают значительные изменения такие параметры качества деталей машин, как макроотклонения, волнистость, шероховатость их поверхностей, а также физико-механические характеристики поверхностного слоя. Если время и интенсивность изнашивания достаточно велики, то достигается устойчивое стационарное состояние трибосистемы, когда геометрическая форма поверхностей деталей начинает конформно воспроизводиться.

В процессе трения происходит упрочнение поверхностных слоев за счет образования субзерной (фрагментированной) структуры. Износ металла определяется структурными изменениями в поверхностных слоях, происходящими в результате пластической деформации этих слоев при трении, которые можно оценить по изменению степени наклепа поверхностного слоя. Структурные изменения ответственны за упрочнение, разупрочнение и разрушение металла в процессе трения и изнашивания. Структура материала, сформировавшаяся при трении, ответственна за его износостойкость. Формирование этой структуры происходит путем перераспределения дислокаций в поверхностном слое материала детали. Переход исходных технологических параметров качества поверхностного слоя к эксплуатационным является одним из основных условий завершения периода приработки [3]. По его окончании на поверхности трения формируются параметры качества поверхностного слоя, независящие от исходных, полученных при механической обработке, а зависящие только от условий трения. Образовавшиеся параметры качества поверхностного слоя (например, шероховатость и степень наклепа поверхностного слоя) являются оптимальными (равновесными) для данной пары трения и обеспечивают минимальное изнашивание. Причем, сформировавшаяся шероховатость на поверхности трения может быть как меньше, так и

больше исходной.

Научные исследования процессов изнашивания позволяют дать теоретическое обоснование возможности существования устойчиво воспроизводящихся геометрических форм поверхностей и их физико-механических характеристик при изнашивании в заданных условиях относительного движения и нагружения. Это обоснование строится на фундаментальных принципах термодинамики диссипативных систем, которыми являются трибосистемы. Такие системы могут обмениваться с другими системами и внешней средой энергией и массой (например, массой изношенных частиц), поэтому в них могут возникать стационарные состояния, характеризуемые постоянным градиентом энтропии

$$\Delta S = S^\circ - S = \text{const}, \qquad (1)$$

где S°– энтропия равновесного состояния системы, S – мгновенная энтропия системы.

В стационарном состоянии все процессы переноса теплоты и массы не зависят от времени, а определяются только конфигурацией системы в общем смысле и условиями на ее границах. Трибосистемы проявляют свойства самоорганизаций, то есть возможность устойчиво воспроизводить макроскопические пространственно-временные структуры, которые могут существовать только за счет обмена потоками энергии (вещества). При самоорганизации ограничения создаются самой природой, так как трибосистема находится на границе искусственного устройства и естественной системы, при этом самоорганизация может возникнуть из хаотических состояний, то есть начальные условия не играют роли, при этом период приработки, естественно, увеличивается и снижается ресурс работы трибосопряжения в целом.

Наиболее приемлемым критерием для выбора материалов деталей трибосистем может быть принято минимальное значение работы трения [4].

Работа трения вычисляется по формуле [5]:

$$W_{TP} = fFS_{TP}, \qquad (2)$$

где W_{TP} – работа трения, Дж; f – коэффициент трения; F – сила взаимодействия элементов пары трения, Н; S_{TP} – путь трения, м.

Трибосистемы относятся к открытым термодинамическим системам, обменивающимся энергией и веществом с внешней средой. Трение является процессом преобразования внешней механической энергии во внутреннюю энергию в виде колебательных и волновых движений частиц трибосистемы, сопровождаемым термическими, термоэлектронными, акустическими и другими явлениями. Наибольшая часть этой энергии превращается в тепловую и отдается во внешнюю среду, другая – идет на изменение физико-химического состояния поверхностных слоев материалов. Диссипация энергии соответствует увеличению энтропии ($dS > 0$).

Энергетический баланс трибосистемы в соответствии с первым законом термодинамики описывается уравнением

$$W_{TP} = q + \Delta W, \qquad (3)$$

где q – энергия теплообмена со средой, Дж, ΔW – изменение внутренней энергии, складывающейся из энергии, идущей на изменение структуры материала и энергии нагрева, Дж.

В то же время работа силы трения представляет собой сумму работ пластической деформации, гистерезисных потерь упругой деформации и работы диспергирования, то есть работы, затрачиваемой на образование новых поверхностей и связанной с поверхностной энергией твердых тел [6, 7].

В основе термодинамического подхода к разрушению и изнашиванию твердых тел

лежит энергетическая аналогия механического (при деформации) и термического (при плавлении или сублимации) разрушения тел.

Энергия, затраченная на деформирование и разрушение твердого тела, сопоставляется с одной из термодинамических характеристик материала (теплотой сублимации, энтальпией в твердом и жидком состоянии, скрытой теплотой плавления). При этом допускается, что термодинамические свойства не зависят от структуры материала. Тело рассматривается как сплошная, однородная, изотропная среда со статистически равномерно распределенными структурными элементами.

Пластическое деформирование рассматривается как совокупность большого числа микроскопических актов атомно-молекулярных перегруппировок, связанных с генерированием источников деформации (дислокаций).

Пластическая деформация при температуре поверхности ниже температуры рекристаллизации приводит к наклепу поверхностного слоя и его упрочнению. При сильно отличающихся по твердости структурных составляющих материала и многократном воздействии нагрузки происходит вначале большой износ мягкой основы; удельные давления на выступающие твердые составляющие вследствие этого повышаются, твердые составляющие вдавливаются в мягкую основу, некоторые из них дробятся и перемещаются дополнительно под действием сил трения. В результате такого избирательного износа поверхность обогащается твердыми структурными составляющими и приобретает строчечную структуру, что при износе баббита, например, было обнаружено М. М. Хрущовым и А. Л. Курицыной [8].

Результатом взаимодействия контактирующих поверхностей деталей машин является формирование новых поверхностей, сопровождающееся освобождением энергии $\gamma_{эф}$, затраченной на их образование [6]

$$\gamma_{эф} = f\left(F, Rz, HV\right), \tag{4}$$

где F –сила взаимодействия элементов пары трения; Rz – высота неровностей профиля исследуемой поверхности; HV – микротвёрдость поверхностного слоя исследуемой детали на определенной глубине.

В результате преобразований, принимая во внимание, что выражение $\frac{V_И}{S_{ТР}}$ представляет собой величину интенсивности изнашивания J_V [9], а изменение внутренней энергии описывается уравнением удельной энергии деформации ΔW, накапливаемой в материале за счёт образования дислокаций [10]

$$\Delta W = f\left(HV, HV_0, \alpha_0, G\right), \tag{5}$$

где G – модуль сдвига исследуемого материала; α_0 – параметр междислокационного взаимодействия; HV – микротвёрдость поверхностного слоя исследуемой детали на определенной глубине; HV_0 – микротвёрдость недеформированного материала; получим взаимосвязь интенсивности изнашивания с равновесными параметрами шероховатости и степени наклепа поверхностного слоя деталей машин

$$J_V = Kj\frac{fF3\pi S_{ТР}Rz_{равн}\,2\cdot10^{-3}\cdot\left[HV_0\,(N_{равн}+1)\right]^{1,19}-4F^2}{\frac{3\pi}{\alpha_0^2 G}S_{ТР}Rz_{равн}\cdot2\cdot10^{-3}\cdot\left[HV_0\,(N_{равн}+1)\right]^{1,19}\left[0,32\cdot HV_0\cdot N_{равн}\right]^2}, \tag{6}$$

где J_V – интенсивность изнашивания, м3/м; Kj – коэффициент пропорциональности, зависящий от физико-механических свойств материала; $Rz_{равн}$ – параметр равновесной шероховатости сопрягающихся поверхностей элементов, м; $N_{равн}$ – равновесная степень наклепа поверхностного слоя исследуемой детали.

Большая часть трибосопряжений изделий, применяемых в машиностроении, работает в условиях смазки. Это требует комплексного исследования процессов в зоне трения, так как смазочный материал в той или иной мере обеспечивает отвод теплоты от зоны фрикционного контакта, удаление из этой зоны продуктов износа и коррозии, а

также защиту поверхностей трения и других элементов конструкции от действия внешней среды, а также уплотнение зазоров и т. д.

На основе энергетического подхода к проблеме определения взаимосвязи интенсивности изнашивания контактируемых поверхностей деталей машин с параметрами качества поверхностного слоя функциональная взаимосвязь интенсивности изнашивания с геометрическими (шероховатость) и физико-механическими (степень наклепа) параметрами качества поверхностного слоя деталей машин в условиях нормальной работы может быть представлена в виде

$$J_V = \frac{0{,}55FG(0{,}9\,f\pi S_{TP}Ra_{равн}\sigma_{0,2} + 4F)\exp\left(\frac{200}{T}\right)}{\pi S_{TP}Ra_{равн}N^2_{равн}HV_0{}^2\sigma_{0,2}}, \quad (7)$$

где J_V – интенсивность изнашивания, м^3/м; $\sigma_{0,2}$ – условный предел текучести материала детали с допуском на величину пластической деформации при нагружении 0,2 %, Па; Т – температура в зоне трения, К.

На основе работы [11] может быть определена взаимосвязь равновесных параметров качества поверхностного слоя деталей с технологическими параметрами механической обработки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Суслов, А. Г. Научные основы технологии машиностроения [Текст] / А. Г. Суслов, А. М. Дальский – М.: Машиностроение, 2002. – 684 с.
2. Чичинадзе, А. В. Основы трибологии (трение, износ, смазка) [Текст] / А. В. Чичинадзе, Э. Д. Браун, Н. А. Буше и др. – М.: Машиностроение, 2001. – 664 с.
3. Комбалов, В. С. Оценка триботехнических свойств контактирующих поверхностей [Текст] / В. С. Комбалов. – М.: Наука, 1983. – 213 с.
4. Бутенко, В. И. Структура и свойства поверхностного слоя деталей трибосистем [Текст] / В. И. Бутенко. – Таганрог: Изд-во ТТИ ЮФУ, 2012. – 367 с.
5. Дроздов, Ю. Н. Трение и износ в экстремальных условиях: Справочник [Текст] / Ю. Н. Дроздов, В. Г. Павлов, В. Н. Пучков. – Машиностроение, 1986. – 224 с
6. Кащеев, В. Н. Процессы в зоне фрикционного контакта металлов [Текст] / В. Н. Кащеев. – М.: Машиностроение, 1978. – 213 с.
7. Вейбулл, В. Усталостные испытания и анализ их результатов [Текст] / В. Вейбулл. – М.: Машиностроение, 1964. – 354 с.
8. Сухарев, И. П. Прочность шарнирных узлов машин [Текст]: Справочник / И. П. Сухарев. – М: Машиностроение, 1977. – 168 с.
9. ГОСТ 27674 – 88. Трение, изнашивание и смазка. Термины и определения [Текст] – Введ. 1988 – 03 –01. – М.: Госстандарт России: Изд-во стандартов, 1988. – 21 с.
10. Технологическое обеспечение износостойкости деталей машин на основе изучения накопленной энергии в поверхностном слое детали при деформационном упрочнении при обработке [Текст] / В. Ф. Безъязычный, А. Н. Сутягин // Упрочняющие технологии и покрытия. – 2009. – № 7.– С. 3-6
11. Безъязычный, В. Ф. Автоматизация технологии изготовления газотурбинных авиационных двигателей. Часть первая [Текст] / В. Ф. Безъязычный, В. Н. Крылов, В. А. Полетаев [и др.]. – М.: Машиностроение, 2005. – 560 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НАКАТЫВАНИЯ НА ТРИБОТЕХНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА АНТИФРИКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

RESEARCH OF THE INFLUENCE OF ROLLING ON THE TRIBOLOGICAL PROPERTIES OF THE ANTI-FRICTION MATERIALS

Д.Н. Сучилин – асп., **В.В. Зелинский** - к.т.н.
Муромский институт (филиал) ФГБОУ ВПО "Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых"

Abstract. The results of research of the influence of rolling on the tribological properties of the anti-friction materials. There are conditions of the experiments and provided detailed evaluation of the results - on the bearing capacity of the surface, the duration of the running, the wear characteristics and temperature conditions that accompany the process of burnishing.

Антифрикционные материалы наиболее широкое применение нашли в подшипниках скольжения. Подшипники скольжения являются объектом внимания в машиностроении в связи с их массовым применением в основных узлах трения поршневых машин – компрессоров различного назначения, транспортных двигателей внутреннего сгорания (ДВС), силовых и энергетических установок и др. Эксплуатация машин в настоящее время ставит задачу повышения служебных свойств подшипников скольжения. В соответствии с современными представлениями в трибологии эти свойства объединяются понятием – совместимость трибосистем, рассматриваемая как их способность обеспечивать оптимальное состояние в заданном диапазоне условий работы по выбранным критериям [1,2].

В повышении работоспособности узлов трения имеется большой резерв возможностей влияния на их триботехнические характеристики за счет направленного изменения свойств поверхностного слоя трибоматериалов. Реализацию этих возможностей в значительной мере инициирует пластическая деформация, влияние которой применительно к антифрикционным трибоматериалам практически не изучено. Между тем, поверхностной пластической деформацией гетерогенных трибоматериалов можно создать благоприятное распределение отдельных составляющих в матричной основе, изменить ее механические свойства в определенном направлении и главное, сформировать требуемое напряженно-деформированное состояние (НДС) трибослоя, которое определяет все явления в контакте. Однако, в связи с усиленным приработочным трением и неизбежным образованием очагов схватывания на локальных участках трибоконтакта протекание этих процессов всегда сопряжено с задиром поверхности. Поэтому предварительное накатывание роликом, по специально разработанной технологии повысит способность трибосопряжений работать без схватывания, чем обеспечит снижение износа, температуры, коэффициента трения, которые являются главными показателями совместимости трибосистем.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ

Экспериментальное исследование проводилось на образцах антифрикционных материалов - алюминиево-оловянного сплава АО20-1 и баббита Б83, которые применяются в тепловозных дизелях различных серий и в поршневых компрессорах высокой мощности.

Накатывание трибоповерхности образца антифрикционного материала осуществлялось роликом с использованием специального нагрузочно-деформирующего устройства. Опытные значения нагрузок для ППД назначались из условия отсутствия разрушения материала в поверхностном слое на основе предварительного теоретического анализа всего спектра возможных напряженно-деформированных состояний [3].

Для исследования влияния накатывания на триботехнические свойства антифрикционных материалов использовалась машина трения. Методика испытаний образцов предусматривала трение по схеме «ролик-плоскость» при постепенном ступенчатом повышении внешней нагрузки до предельного уровня со смазыванием дизельным маслом М14В и осуществлялась на лабораторном триботехническом комплексе, состоящем из модернизированной машины трения и контрольно-измерительной аппаратуры. В процессе приработки непрерывно измерялись и регистрировались с помощью самописцев момент трения и температура трения. Это создавало возможность оценить эффективность всего процесса накатывания.

Методика проведения эксперимента имела две особенности. Во-первых, с целью исключения возможного влияния графика нагружения на естественное протекание приработочных процессов, приросты нагрузки назначались постоянными и достаточно малыми. Во-вторых, на каждой ступени нагрузки приработка осуществлялось до полной стабилизации контролируемых параметров в течение отрезков времени, длительность которых определялась исключительно природой взаимодействия поверхностей. Выполнение заданного алгоритма опытов в дальнейшей обработке результатов подтвердилось «наложением» зависимостей температуры от нагрузки друг на друга для всех испытаний, что также указывает на полную сопоставимость опытов по тепловым и, в значительной степени, по энергетическим условиям.

Последовательное ступенчатое нагружение осуществлялось до наступления заедания. Достигнутая величина давления принималась за максимальную несущую способность исследуемой трибосистемы.

Для исследования НДС в поверхностном слое антифрикционного материала АО20-1 использовался микротвердомер ПМТ-3М. Методика изучения распределения микротвердости в поверхностном слое предусматривала измерение микротвердости на косых шлифах и на рабочих поверхностях образцов. Подготовка косого шлифа, расположенного под углом 5° относительно рабочей поверхности, осуществлялась в соответствии с методикой металлографического исследования, применяемой в материаловедении. При этом использовалась шлифовальная бумага с разной величиной абразивного зерна (№320, №800, №1200, №2000) с последующей полировкой.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Оценка несущей способности и длительности приработки.

При анализе результатов испытаний считалось, что текущая и максимальная несущие способности трибосистемы определяются текущим q и максимальным q_{max} значениями контактных давлений, воспринимаемых исследуемым сплавом.

Анализ изменения контактного давления q при увеличении внешней нагрузки (рис. 1) и во времени (рис. 2) показывает, что накатывание повышает несущую способность обоих сплавов во всем диапазоне нагрузок. Эффект выразился в приросте несущей способности до 25% для баббита Б83 и почти до 50% - для сплава АО20-1. При этом текущие уровни давлений $q = q_0$ для накатанных образцов, равные максимальным q_{max} для соответствующих базовых образцов, достигаются при существенно меньших внешних нагрузках (рис. 1) и за более короткий период времени (рис. 2). Данное обстоятельство свидетельствует о снижении площади контакта, формируемой приработочными эффектами (изнашиванием и деформированием) для восприятия одинаковых нагрузок. И это снижение, эквивалентное снижению износа, обусловлено как упрочнением поверхностного слоя основы сплава (за счет проведения ППД), так и установлением благоприятной эпюры механических свойств в трибослое (за счет приработочных эффектов возврата). Важно отметить, что благодаря накатыванию период приработки образцов до достижения давления q_0 (равного q_{max} для базовых образцов) для сплава АО20-1 сократился в 2 раза, а для баббита Б83 – почти в 4 раза (рис. 2). Данный

эффект также может быть обусловлен текстурированием тонкого слоя основы сплавов и образованием вторичных структур.

Оценка износных характеристик

Проведенные испытания позволили выявить влияние накатывания исследуемых сплавов и на закономерности изнашивания. Для сплава АО20-1 зависимости линейного износа от контактного давления (рис. 3а) и от времени (рис. 4), а также зависимость текущей скорости изнашивания от контактного давления (рис. 5) показали значительно различающиеся скорости нарастания износа для накатанных и базовых образцов а также более низкую текущую скорость изнашивания в почти в 2 раза увеличенном диапазоне давлений для накатанного образца. При достижении давления q_0 износ накатанных образцов сплавов АО20-1 и Б83 оказался существенно ниже, чем износ базовых образцов: для АО20-1 - в 3,8 раза (рис. 3а) и для Б83 - в 2,2 раза (рис. 3б).

Характерной особенностью в процессе трения образца Б83 о ролик являлось образование углублений в виде царапин на всей поверхности стального ролика. При испытании накатанных образцов образование царапин практически прекратилось с одновременным уменьшением момента трения.

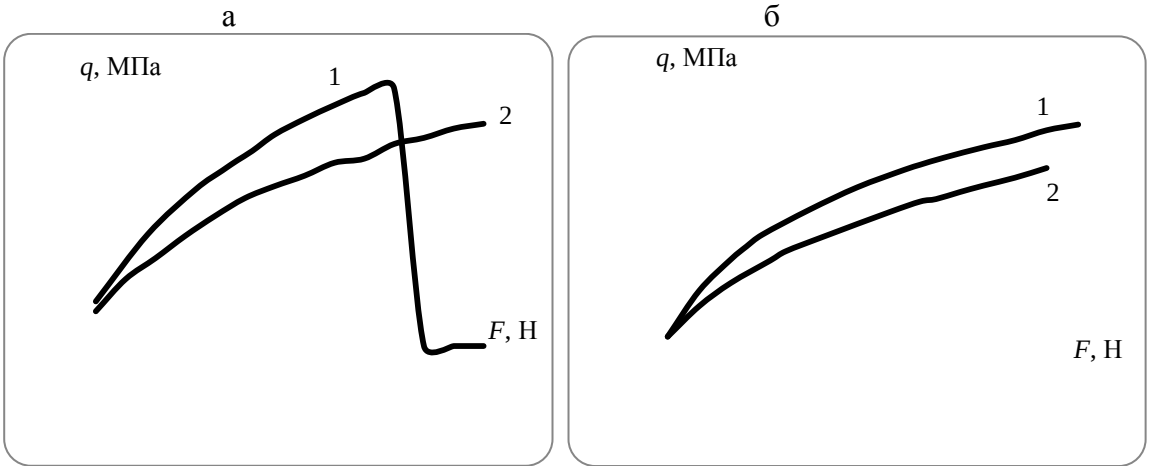


Рис. 1. Изменение контактного давления q от нагрузки F: а - АО20-1, б – сплав Б83 (1 - модифицированный образец, 2 – базовый образец)

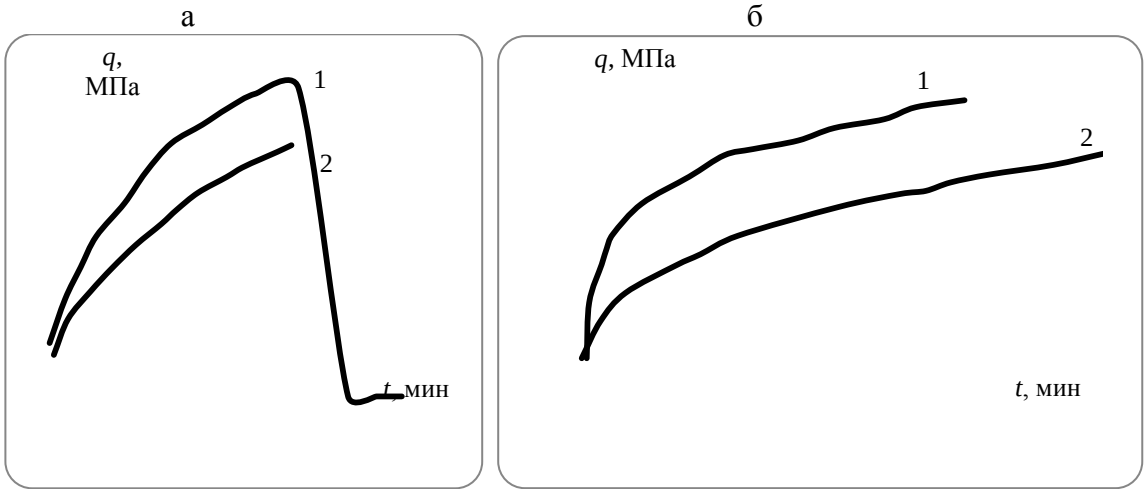


Рис. 2. Изменение контактного давления q от времени t: а – сплав АО20-1, б – сплав Б83 (1 - модифицированный образец, 2 - базовый образец)

Оценка НДС поверхностного слоя

В ходе исследования было выявлено, что при накатывании трибоповерхности образцов из антифрикционных материалов с постепенным увеличением нагрузки до

требуемого значения, происходит постепенное увеличение как значения микротвердости, так и глубины упрочнения поверхностного слоя. На рис. 6 кривая 1 отражает распределение микротвердости по глубине накатанных образцов. После их приработки значение микротвердости и глубина распространения упрочнения увеличились (рис. 6 кривая 2). При исследовании базовых образцов, приработанных по такой же методике, распространение микротвердости по глубине (рис. 6 кривая 3), оказалась совпадающей с зависимостью для накатанных образцов.

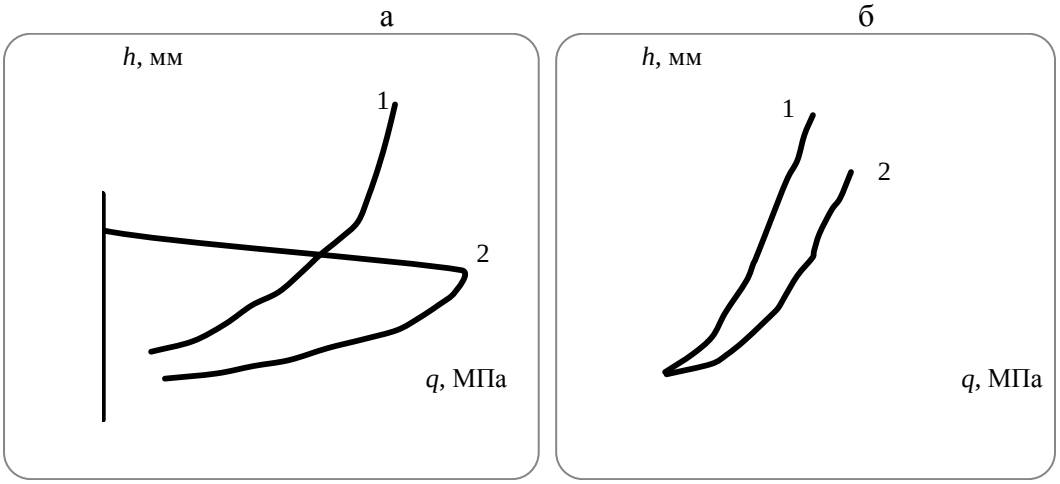


Рис. 3. Изменение линейного износа h от контактного давления q: а – сплав АО20-1, б – сплав Б83 (1 – базовый образец, 2 - модифицированный образец)

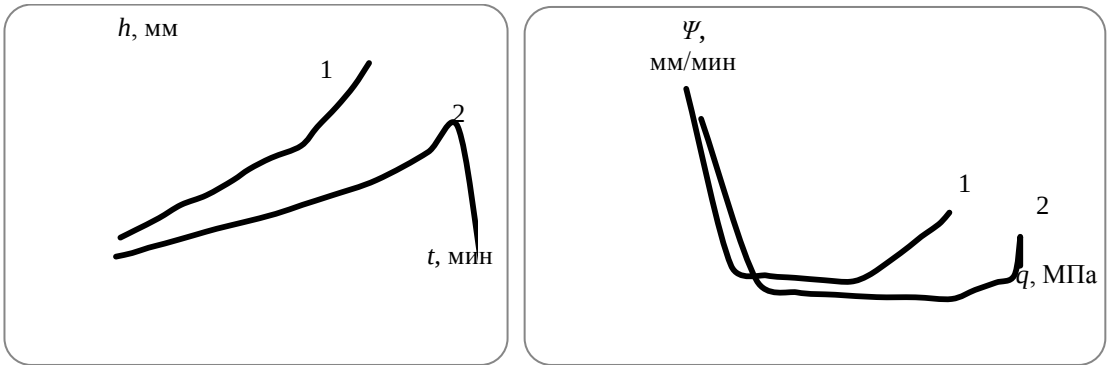


Рис.4. Изменение линейного износа h от времени t для сплава АО20-1: 1 – базовый образец, 2 - модифицированный образец

Рис. 5. Изменение текущей скорости изнашивания Ψ от контактного давления q для сплава АО20-1: 1 - базовый образец, 2 - модифицированный образец

Изучение микротвердости образцов, прошедших приработку с постепенным ступенчатым повышением внешней нагрузки выявило, что: 1) во время ступенчатой приработки микротвердость поверхностного слоя повышается с ростом давления, 2) при приработке накатанных образцов закономерность роста микротвердости (рис. 7 кривая 1) совпадает с соответствующей закономерностью для базовых образцов (рис. 7 кривая 2) после ряда начальных ступеней нагрузки.

Из изложенного следует, что во время приработки трибосистемы энергозатратные механизмы формирования совместимости, основанные на подстройке НДС поверхностного слоя, целесообразно заменить предварительной накаткой трибоповерхности. При этом процесс предварительного пластического деформирования поверхности будет проходить в условиях более благоприятных по задиру (повреждаемости), по сравнению с формированием требуемого НДС трением на повышенных нагрузках.

ОБОБЩЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

В целом по результатам испытаний алюминиево-оловянного сплава АО20-1 и баббита Б83 можно сделать вывод о том, что накатывание поверхности по определенной технологии позволяет повысить ряд служебных свойств трибоматериалов и обеспечить совместимость трущихся поверхностей в процессе нормальной эксплуатации до определенного уровня износа. Важно отметить, что повышенная прочность глубинных слоев основы сплавов также способствует повышению усталостной прочности всего грузонесущего слоя.

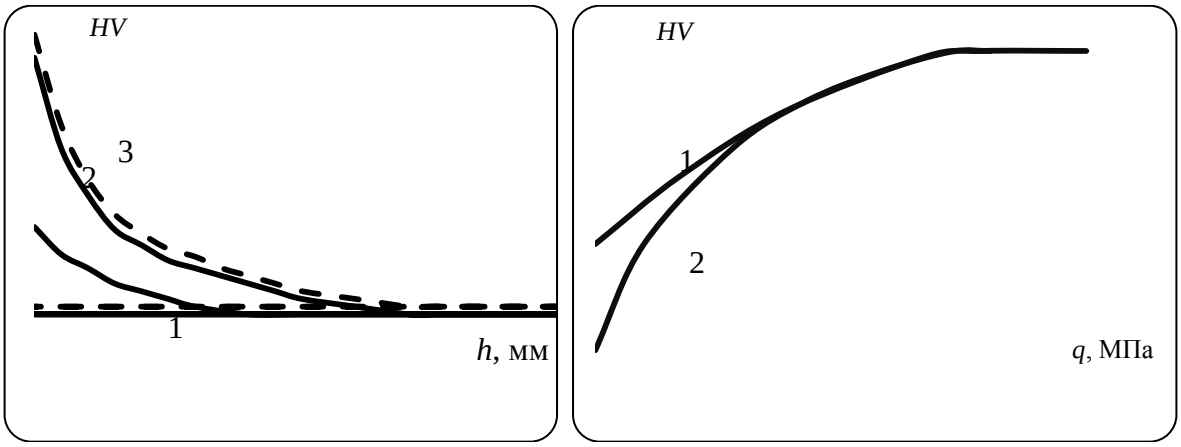


Рис. 6. Распределение микротвердости HV по глубине для сплава АО20-1: 1 – накатанный образец, 2 - приработанный накатанный образец, 3 - приработанный базовый образец

Рис. 7. Изменение микротвердости поверхностного слоя при приработке с постепенным ступенчатым повышением внешней нагрузки для сплава АО20-1: 1 - накатанный образец , 2 - базовый образец

ЛИТЕРАТУРА

1. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / А.В. Чичинадзе, Э.М. Берлинер, Э.Д. Браун и др.; Под общ. ред. А.В. Чичинадзе.-М.: Машиностроение, 2003.- 576 с.

2. Буше Н.А., Копытько В.В. Совместимость трущихся поверхностей. М.: Наука, 1981.- 127 с

3. Зелинский В.В. Пластическое равновесие поверхностного слоя при трении. / Машиностроение и безопасность жизнедеятельности, № 4, 2012, с. 46-49.

ПОДХОД К ОЦЕНКЕ РЕСУРСА ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ, НАХОДЯЩИХСЯ В УСЛОВИЯХ ВОДОРОДСОДЕРЖАЩЕЙ СРЕДЫ И ЦИКЛИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ

STRUCTURE COMPONENTS LIFE, SUBJECTED TO HYDROGEN AGGRESSIVE MEDIA AND CYCLING

П.В.Тараканов – асп.
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

Abstract. The engineering model for a numerical life estimation of structure components under aggressive hydrogen media influence and cycling assumes that a crack growth rate is defined by two independent mechanisms such as an accumulation of plastic strain near the crack tip due to cycling and a hydrogen media of the structure component material due to aggressive hydrogen environment coming in contact with material. A developed engineering model allows to determine the life of a various structure components.

В связи с развитием водородной энергетики, нефтехимической и нефтеперерабатывающей промышленности увеличивается доля элементов конструкций, находящихся в длительном контакте с агрессивными водородсодержащими средами. Помимо вышеперечисленных областей промышленности нельзя забывать и о том, что водород является экологически чистым видом топлива, которое также может быть использовано для ракетно-космических систем, так как является наиболее эффективным компонентом современных жидкостных ракетных двигателей. В целом во всем мире возрастает количество элементов конструкций, работающих в непосредственном контакте с агрессивными водородсодержащими средами.

Экспериментальные данные показывают, что водород негативно влияет на механические характеристики металлических материалов элементов конструкций, контактирующих с ним, что приводит к уменьшению их надежности и ресурса. Пример внезапного разрушения по причине водородного охрупчивания такого ответственного элемента, как трубопровод бокового экрана котла ТЭЦ, отмечен в [1]. В результате проведения лабораторных исследований было выявлено, что концентрация водорода, находящегося в материале разрушившегося элемента, превышало допустимую норму в несколько раз, что и привело к внезапному разрушению трубопровода и вынужденной остановке оборудования.

В любых элементах конструкций возможно присутствие начальных производственно-технологических дефектов (НПТД). Такие дефекты, приняв некоторые допущения, можно рассматривать как трещины. Воздействие агрессивной среды значительно ускоряет процесс разрушения элементов конструкций при их циклическом нагружении. Полагаем, что ресурс элемента конструкции t^* считается выработанным при достижении трещиной предельной длины l^* и дальнейшая эксплуатация рассматриваемого элемента с трещиной небезопасна.

Приведенные в литературе данные нуждаются в обобщении и описании с помощью инженерных моделей. Созданные к настоящему моменту модели получены в результате обработки экспериментальных кривых для определенных металлических материалов, что ограничивает их использование исключительно рассмотренными сталями и сплавами. Основаны инженерные модели на построении кинетической диаграммы разрушения материала. При этом реализованные модели содержат большое количество параметров, которые сложно определить экспериментальным путем.

Разработанный подход к оценке ресурса элементов конструкций, находящихся в условиях агрессивной водородсодержащей среды и циклического нагружения, основан на независимом влиянии агрессивной среды и циклического нагружения на разрушение

рассматриваемого элемента конструкции с НПТД типа трещины. Иными словами, скорость ростра трещины на каждом шаге ее роста в таких элементах конструкций определяет один из двух независимых механизмов:

1) накопление пластической деформации вблизи вершины трещины при циклическом нагружении;

2) водородное охрупчивание материала вблизи вершины растущей трещины за счет действия агрессивной водородосодержащей среды.

Скорость роста трещины по усталостному механизму описывается по известной формуле Париса-Эрдогана. Полагается, что константы Париса-Эрдогана не зависят от концентрации водорода в материале.

Скорость роста трещины по механизму водородного охрупчивания при статической нагрузке оценивается с помощью специальной модели [2]. Основу разработанной модели составляет решение задачи механики разрешения и уравнения диффузии в поле напряжений. Водород проникает в материал элемента конструкции с трещиной именно в область с наибольшими растягивающими напряжениями. Основываясь на работах [3-4], водород скапливается в областях вблизи вершины трещины. По мере проникновения водорода в материал у него уменьшается трещиностойкость, благодаря чему облегчается распространение трещин в наводороженных элементах конструкций [5]. С помощью связи трещиностойкости с концентрацией водорода в области вблизи вершины трещины были совместно решены задача механики разрушения и диффузии водорода в материал. В результате решения упомянутых выше задач была проведена оценка скорости роста трещины при действии постоянной нагрузки в условиях воздействия агрессивной водородсодержащей среды.

Искомая скорость трещины при совместном действии циклической нагрузки и агрессивной водородсодержащей среды для каждого акта подрастания трещины уникальна. Для очередного подроста трещины Δl с помощью формулы Париса-Эрдогана и специальной модели оценивается время, необходимое трещине для подроста на эту величину при независимом действии двух рассматриваемых механизмов разрушения. В результате, время, необходимое трещине для подроста на величину Δl при совместном действии агрессивной водородсодержащей среды и циклического нагружения определяется как минимальное из полученных при независимом действии упомянутых выше механизмов.

Полученной кривой скорости роста трещины достаточно для определения ресурса рассматриваемого элемента конструкции t^*. В качестве предельной длины трещины l^* может быть использована как длина, при достижении которой характер роста трещины станет лавинообразным, так и некоторая допускаемая длина $[l]<l^*$, что позволит ввести определенный запас при оценке ресурса рассматриваемого элемента конструкции.

Результаты, полученные с помощью предлагаемой модели оценки ресурса элементов конструкций, находящихся в условиях агрессивной водородсодержащей среды и циклического нагружения удовлетворительно сходятся с представленными в литературе [6] экспериментальными данными.

ЛИТЕРАТУРА

1. Антикайн П.А. Металлы и расчет на прочность котлов и трубопроводов. М.: Энергоатомиздат, 1990. 368 с.

2. Тараканов П.В., Шашурин Г.В., Хрущов М.М. К построению кинетической диаграммы роста трещин для новодородороживаемых материалов и сплавов//XX Петербургские чтения по проблемам прочности. Санкт-Петербург, 10-12 апреля 2012 г.: сборник материалов. – Ч.1. – СПб.: Соло, 2012. 303-306.

3. Toribio J., Kharin V. The Effect of History on Hydrogen Assisted Cracking: Coupling of Hydrogenation and Crack Growth // International Journal of Fracture. 1997. V. 88. P. 233-245.

4. Anderson T.L. Fracture mechanics. New York (USA): CRC Press. 2005. 610 p.

5. P. Tarakanov, G. Shashurin. Crack propagation engineering model: stress intensity dependence of crack growth rate in hydrogen embrittlement material // 19th European Conference on Fracture. Fracture Mechanics for Durability, Reliability and Safety (26-31 August 2012). Book of Abstracts. Kazan, Russia, 2012. P. 231.
6. Панасюк В.В., Андрейкив А.Е., Партон В.З. Механика разрушения и прочность материалов. Справочное пособие в 4 томах. Том 1. Основы механики разрушения материалов. Киев: Наукова думка, 1988. 488 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ ДИСКОВ ФРИКЦИОНОВ УЗЛОВ ТРАНСМИССИЙ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

RESEARCH OF PARAMETRIC RESONANT OSCILLATIONS OF FRICTION DISCS OF VEHICLE TRANSMISSION

А.И.Тараторкин[1] – асп., **В.Б. Держанский**[2] – д.т.н., профессор,
С.А.Харитонов[1] – к.т.н., доц.
[1]МГТУ им. Н.Э.Баумана, кафедра «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы»
[2]Институт машиноведения УрО РАН

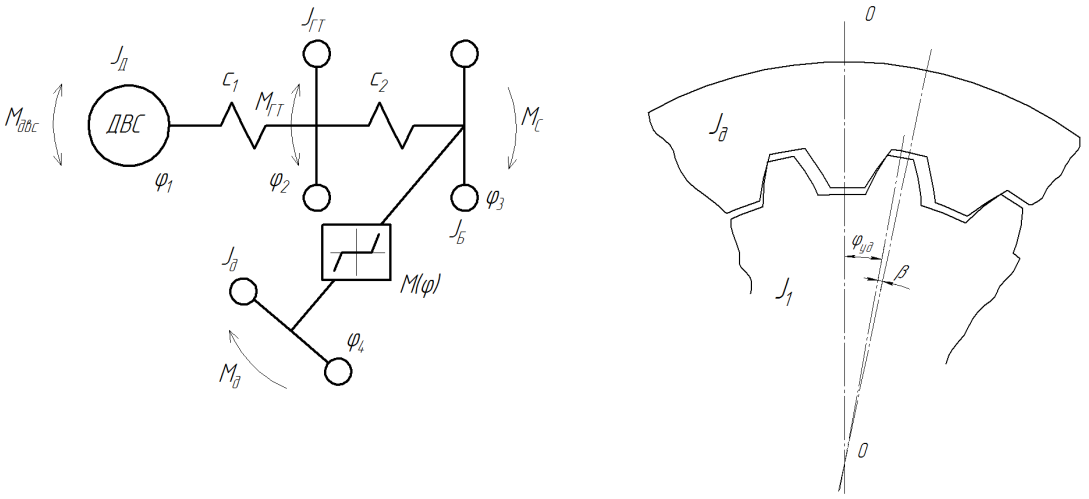
Abstract. The paper researches the dynamic loading formation of vehicle friction elements as well as the ways of vehicle transmissions friction discs durability increasing are substantiated. The work sets up a hypothesis about friction discs destruction due to influence of high-frequency disturbance generated by internal combustion engine and torque converter. According to Mathieu equation the instability areas of friction discs parametric oscillations are identified, the filtering need of high-frequency disturbance with the aim to limit the modulation depth parameter is assigned. Procedures aimed to increase friction discs lifetime are proposed. The impact of the procedures on the friction discs durability is estimated.

В настоящее время для проектируемых и модернизируемых многоцелевых гусеничных и колесных машин разрабатываются все более совершенные конструкции гидромеханических трансмиссий [1]. Испытания опытных образцов машин свидетельствуют о высокой динамической нагруженности, ограничивающей долговечность деталей, в частности, дисков фрикционых элементов управления и деталей сопрягаемых с ними. В работе рассматривается не достаточно исследованный ранее вид разрушения – разрыв дисков, который наблюдается в проектируемых трансмиссиях и в конструкциях мировых лидеров – фирм Allison, Alto и др. Следует отметить, что такой же вид разрушения наблюдается в ступенчатых трансмиссиях транспортных средств специального назначения, оснащенных дизельными двигателями [2].

Металлографический анализ разрушенных дисков показывает [3], что образование трещин носит усталостный характер, который проявляется за ограниченное время опытной эксплуатации, что возможно вследствие возникновения высокочастотных резонансных колебаний. В связи с этим выдвигается гипотеза о проявлении нового, не исследованного ранее динамического явления – возбуждения резонансных колебаний в дисках при нелинейной упругой характеристике их взаимодействия с ведущим барабаном. Характер колебаний барабана определяется динамикой системы «двигатель-гидротрансформатор-гидравлическая система его подпитки», а также конструкцией трансмиссии.

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ состоит в изучении процессов формирования динамической нагруженности и обоснования путей повышении долговечности фрикционных элементов трансмиссий транспортных машин.

Решение задач динамики осуществляется на основе математической модели рассматриваемой системы, построенной в соответствии с расчетной схемой (рис. 1а). На схеме введены следующие обозначения: $J_Д$, $J_{ГТ}$, $J_Б$, $J_д$ – моменты инерции двигателя, гидротрансформатора, барабана и диска; c_1,c_2 – жесткость гасителя дотрансформаторной зоны и входного вала трансмиссии, соответственно; $M(\varphi)$ – нелинейная упругая характеристика взаимодействия диска с ведущим барабаном; φ_1; φ_2; φ_3; φ_4 – соответствующие обобщенные координаты инерционных масс.



а) б)

Рис. 1 - Расчетная схема нелинейной системы
а) структура системы; б) соединение барабана с диском

Движение элементов описываются следующей системой дифференциальных уравнений (1).

$$\begin{cases} J_Д\ddot{\varphi}_1 + c_1(\varphi_1 - \varphi_2) = H_0 + H_i sin(\omega_i t + \alpha_i) \\ J_{ГТ}\ddot{\varphi}_2 - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + c_2(\varphi_2 - \varphi_3) = H_m sin(\omega_m t + \alpha_m) \\ J_Б\ddot{\varphi}_3 + b(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) + M(\varphi) = M_C \\ J_Д\ddot{\varphi}_4 - b(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) - M(\varphi) = H_o \end{cases} \quad (1)$$

В этой системе H_i,ω_i,α_i – соответственно амплитуды, частоты и начальные фазы моторных гармоник двигателя; M_C – приведенный момент сопротивления движению; $H_Д$ – момент ведения фрикциона при вращении диска.

В расчетной схеме соединение фрикционных дисков с барабаном осуществляется по подвижной посадке с центрированием по диаметру делительной окружности зубьев с гарантированным зазором, обеспечивающим осевое перемещение дисков относительно барабана при включении – выключении. Расчетная схема зубчатого соединения диска с барабаном показана на рис. 1б.

Нелинейная функция – зависимость момента от угловой координаты, схематизирована и принимается симметричной с зазором, т.е.

$$M(\varphi) = \begin{cases} 0 \; при \; |\varphi| \le \delta \\ c \cdot |\varphi| \cdot sign|\varphi| \; при \; |\varphi| > \delta. \end{cases}$$

параметры которой δ определяется по чертежно-технической документации (δ*=0,3 град)*, а c – жесткость пары «зуб диска – зуб барабана» на основе моделирования напряженно-деформированного состояния зубчатого зацепления диска с барабаном ($c=6.845 \cdot 10^5$ *Нм/рад*.)

Результаты моделирования динамики системы приведены на рис. 2.

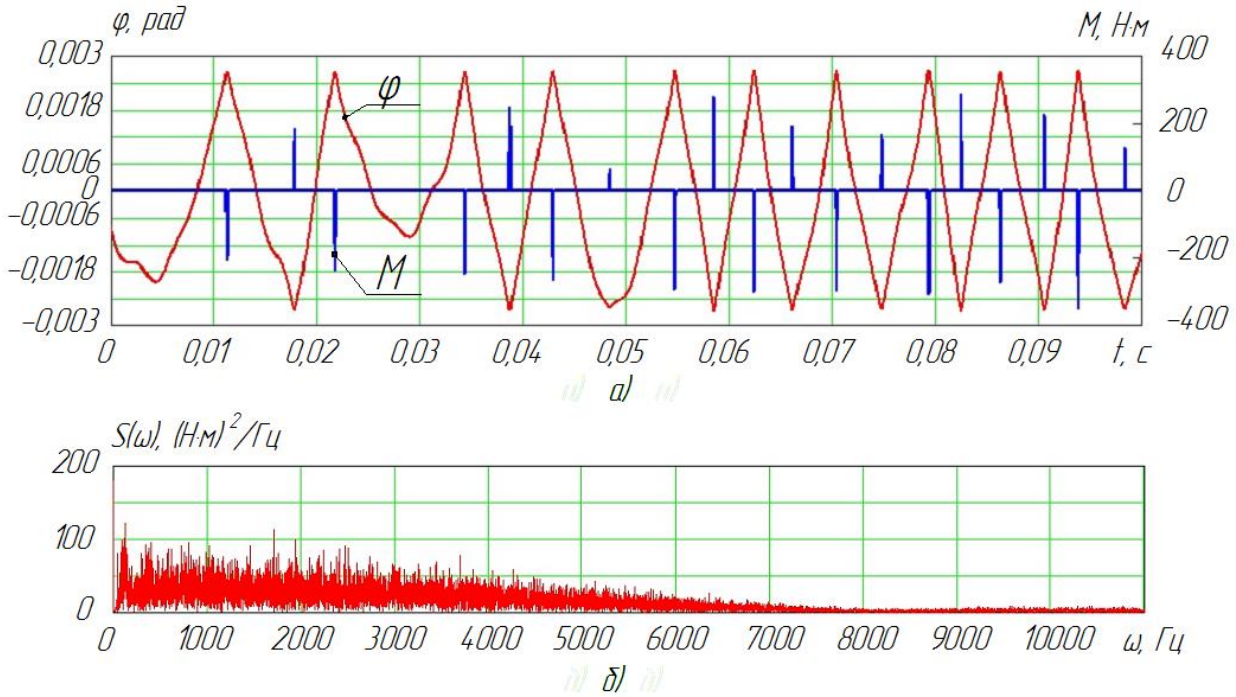


Рис. 2 - Результаты моделирования динамики системы: а) колебательный процесс изменения во времени момента на диске М и относительного угла между диском и барабаном $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$; б) спектральная плотность момента на диске

Результаты численного решения системы (1) показывают, что нелинейное высокочастотное ударное взаимодействие диска с барабаном, как сплошных твердых тел с моментами инерции $J_Б$, $J_д$, порождает широкий спектр частот возмущения (от 0 до 6000 Гц) со значительной мощностью, который перекрывает диапазон собственных частот дисков. Это может привести к возникновению резонансных колебаний диска. Для определения путей исключения возможных резонансов проводится соответствующий анализ. Эта задача решается на основе исследования математической модели системы как нелинейной двухмассовой системы, включающей барабан с приведенным к нему моментами инерции турбины гидротрансформатора и деталей планетарного ряда.. Введением координаты относительного углового перемещения $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$ модель приводится к виду нелинейного дифференциального уравнения (2)

$$J_{пр}\ddot{\varphi} + b\dot{\varphi} + M(\varphi) = M(t) \qquad (2)$$

где $J_{ПР}$ – приведенный момент инерции $\left(J_{ПР} = \frac{J_Б \cdot J_Д \cdot i_Д}{J_Б + J_Д \cdot i_Д}\right)$; b – коэффициент диссипации; $M(t)$ временная функция момента возмущения, формируемого дизельным двигателем, гидродинамическими процессами в межлопаточном пространстве трансформатора, а также пульсацией давления рабочей жидкости в системе подпитки; $J_Д$ – момент инерции диска; i – количество дисков. Момент инерции $J_Б$, приведенный к барабану, включает инерционность турбины, вращающихся деталей планетарных рядов трансмиссии и элементов управления. Значение момента инерции, приведенного к барабану, равно 1,0 …1,2 кгм^2.

Анализ результатов численного решения уравнения (2) позволяет сделать заключение о возникновении параметрических резонансных колебаний диска как единой инерционной массы при его взаимодействии с барабаном в широком диапазоне частот. Как следствие, это вызывает резонансные колебания диска как распределенной системы на одной из его собственных частот (при совпадении генерируемых нелинейной дискретной системой частот возмущения с одной из собственных частот металлокерамических дисков (МКД), как объекта с распределенной массой).

Как известно, решение нелинейного уравнения (2) является неоднозначным и

возможно существование нескольких стационарных режимов с различными амплитудами $\varphi_i = \varphi_i(t)$, в том числе неустойчивых.

Анализ устойчивости выполняется с использованием аппарата параметрических колебаний. Для этого математическая модель (2) приводится к форме уравнения Матье [6,7]:

$$\ddot{\varphi} + 2\varepsilon\dot{\varphi} + \omega_0^2\left[1 - \frac{q_\partial \cos(pt)}{q_{cm}}\right]\varphi = 0 \qquad (3)$$

В этом уравнении $\varepsilon = \frac{b}{2J_{np}}$ – параметр диссипации; ω_0^2 – квадрат частот свободных колебаний нелинейной системы, соответствующий значению коэффициента гармонической линеаризации q_∂, p – частота внешнего возмущения.

Глубина модуляции $2\mu = \frac{q_{\partial(A)}}{q_{cm(A)}}$, где числитель представляет собой жесткость упругого взаимодействия «барабан-диск» при амплитуде колебаний барабана, определяемой по экспериментальным данным, а знаменатель представляет собой жесткость этого взаимодействия при амплитуде, соответствующей моменту ведения вращающихся дисков.

Вводя параметры глубину возбуждения μ и частоту его изменения p, уравнение Матье без учета диссипации приводится к виду

$$\ddot{\varphi} + [a - 2h\cos(2\tau)]\varphi = 0, \qquad (4)$$

В этом уравнении a и h параметры (абсцисса и ордината) диаграммы Айнса-Стретта $a = \left(\frac{2\omega}{p}\right)^2$; $h = a\mu$; $2\tau = pt$. Такое представление позволяет анализировать устойчивость параметрических колебаний по расположению на диаграмме точек с известными координатами a и h (рис. 3).

На рисунке красными маркерами на прямой *1* приведены рабочие точки, полученные для рассматриваемой динамической системы (p=1200 и 680 *Гц*, $\mu = 1{,}275$).

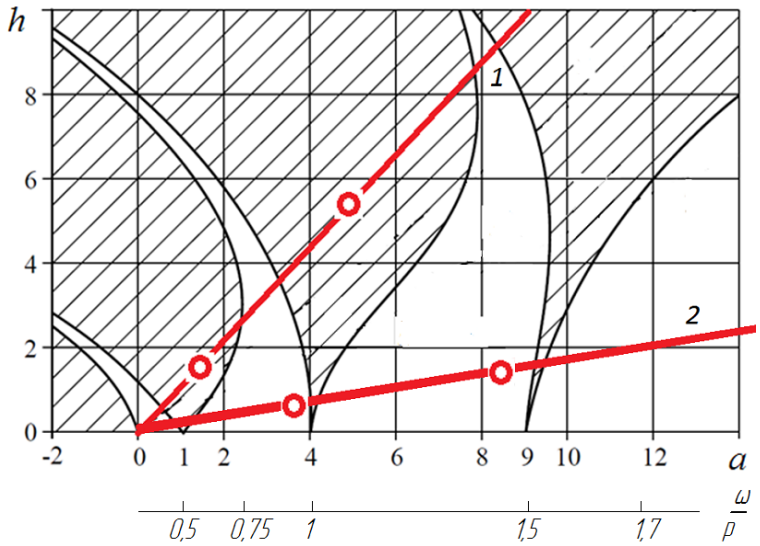


Рис. 3 Диаграмма Айнса-Стретта для исследуемой системы

Как следует из диаграммы, для снижения вероятности возникновения параметрических резонансных колебаний необходимо уменьшить угол наклона линии 1. При невозможности варьирования частотных характеристик повышение области устойчивости может быть достигнуто снижение глубины пульсаций до 0,1. При этих параметрах рабочие точки будут определяться прямой *2*.

Это возможно реализовать введением фильтра низкочастотных колебаний, который не пропустит на барабан высокочастотные возмущения, сгенерированные двигателем либо гидротрансформатором. Данный аналитический вывод, полученный на основе анализа диаграммы Айнса-Стретта (кривая *2* на рис. 3) также подтверждается при

выполнении численного моделирования по модели (1).

Для исключения резонансных режимов фрикционных дисков с целью повышения долговечности был определен спектр их собственных частот на основе численного моделирования [9].

Анализ результатов численного моделирования позволяет прогнозировать возможность возникновения резонансных режимов МКД фрикционных элементов гидромеханических трансмиссий, уточнить методику проектного расчета, а также решать обратную задачу по исключению резонансных режимов.

Некоторое гашение колебаний может быть достигнуто созданием конусообразной или гофрированной формы стальных дисков, работающих в паре с МКД. Это приводит к увеличению трения между дисками при их вращении, износу и снижению эффективности [11, фиг. 109, с. 151].

Эффективным путем варьирования собственной частоты является «разрушение» кратности числа волн, укладываемых на длину диска, например, выполнением радиальных надрезов или равномерных сверлений по площади [10]. Эффективность выполнения надрезов определена экспериментально и численно. При этом необходимо отметить, что коррекция спектра собственных частот дисков выполнением отверстий [12] или радиальных надрезов может привести к нежелательному характеру изменений термических напряжений в диске, [13]. Учитывая, что процесс теплопроводности описывается дифференциальным уравнением волновой теории в частных производных и характеризуется определенными частотами, то при коррекции спектра собственных частот диска необходимо учитывать возможность ограничения по уровню термических деформаций.

В ходе работы выполнен анализ усталостной долговечности фрикционных дисков с выполненными сверлениями в приложении ANSYSnCodeDesignLife. Анализ результатов расчета показал, что при отстройке собственной частоты диска, соответствующей второй форме колебаний, выполнением сверлений возможно значительное повышение ресурса дисков на несколько порядков.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В соответствии с результатами исследования установлено, что резонансный режим в дисках фрикционных элементов может быть генерирован на различных частотах за счет воздействия колебаний момента двигателя, гидродинамических процессов в гидротрансформаторе, а так же колебаниями давления рабочей жидкости в системе его подпитки. Отстройка резонансов на одной из частот может его возбудить на других собственных частотах. В связи с этим фильтрация колебаний в до и после трансформаторных зонах может быть осуществлена синтезом гасителя высокочастотных колебаний, исключающего резонанс в этих зонах, практически не воспринимая [6,7] возмущения с частотами, существенно превышающими собственную частоту.

На начальных этапах проектирования трансмиссии прогнозировать возможный диапазон генерации колебаний с достаточной точностью не всегда удается. В связи с этим возможные резонансы, выявляемые при проведении испытаний опытных образцов трансмиссии, могут быть отстроены следующими локальными решениями: снижением амплитуды генерируемых высокочастотных колебаний в межлопаточном пространстве возможно при соответствующей корректировке программы управления блокировкой ГТ, а также выбором неделимого числа лопаток турбинного колеса (например, 27 вместо широко используемых 28); корректировкой спектра собственных частот диска разрушением кратности числа волн, сумма длин которых соответствует длине окружности среднего радиуса диска.

ЛИТЕРАТУРА

1. Красневский Л.Г. Состояние и перспективы развития автоматических трансмиссий мобильных машин / Красневский Л.Г. // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. ОИМ НАН Беларуси, Минск – 2012, Вып. 1 – С. 108-114.
2. Крюков А.П. Повышение долговечности стальной основы металлокерамических дисков трения танковых трансмиссий / Жучков М.Г., Зайцев В.А. Крюков А.П. и др.// Вестник бронетанковой техники. - 1965. № 6. С. 24-41.
3. Держанский В.Б. Прогнозирование динамической нагруженности гидромеханических трансмиссий транспортных машин: монография / Держанский В.Б., Тараторкин И.А. – Екатеринбург: УрО РАН, 2010. – 176 с.
4. Проектирование трансмиссий автомобиля / Под ред. А.И. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1983. – 263 с.
5. Taratorkin Alexandr, Decrease in Dynamic Loading of Transmission Elements of the Vehicle / Taratorkin Alexandr, Derzhanskii Viktor, Taratorkin Igor // Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress, Volume 10: Chassis Systems and Integration Technology. Beijing, 27 – 30 ноября, 2012.: Institute of Technology Press, Beijing – 2012, p. 495-504.
6. Теория колебаний: Учеб. для вузов / Под общ. ред. К.С. Колесникова. – 2-е изд., стереотип. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 272 с., ил.: (Сер. Механика в техническом университете; Т. 4).
7. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний: Учебное пособие. – 2-е изд., перераб / Пановко Я.Г. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1980. – 272 с.
8. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. – Изд-во: М.: Машиностроение, 1985. – 435 с.
9. Басов К.А. ANSYS. Справочник пользователя / Басов К.А., Мовчан Д.А. – Издательство: ДМК-Пресс, 2011. – 640 с.
10. Патент на полезную модель № RU 122171 U1 от 20.11.2012. Стенд для определения спектра собственных частот металлокерамических дисков гидромеханических трансмиссий / Держанский В.Б., Тараторкин И.А., Тараторкин А.И., Гизатуллин Ю.Н. Патентообладатель: ООО «НИИ «Мехмаш».
11. Зальцерман И.М. Фрикционные муфты и тормоза гусеничных машин / Зальцерман И.М., Каменский Д.М., Онопко А.Д. – М.: Машиностроение, 1965. – 384 с.
12. Положительное решение по заявке № 2012136760 от 23.07.2013 «Способ исключения резонансных режимов колебаний металлокерамических дисков гидромеханической трансмиссии транспортной машины / Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Патентообладатель: ООО «НИИ «Мехмаш».
13. S. Sarip, A. J. Day, P. Olley and H. S. Qi, Analysis of the Transient Thermomechanical Behaviour of a Lightweight Brake Disc for a Regenerative Braking System / Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress, Lightweight Design Technology. Beijing, 27 – 30 ноября, 2012.: Institute of Technology Press, Beijing – 2012, p. 1075-1089.

ЭФФЕКТИВНОЕ ПРИМЕНЕНИЕ КОМПОЗИТОВ В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ[1]

EFFECTS OF FIBER COMPOSITE MATERIALS APPLICATION IN THE AUTOMOTIVE INDUSTRY

Н.А.Татусь – к.т.н., **А.Н.Полилов** – д.т.н., проф.
Институт машиноведения им.А.А.Благонравова РАН

Abstract. The structural weight reduction is the most visible effect of composite application, but it's primarily important for aircraft or spacecraft only. In engineering branches the major effect of fiber reinforcement plastics (FRP) application is the ability to solve some fundamental technical challenge, for example: simplifying design of construction, the overall dimensions reducing of the elastic element, non-fragile, etc. In this paper the methodological approach to FRP application considered. Some examples of engineering design for vehicle load-bearing FRP element are presented.

В настоящей статье применительно к рациональному проектированию балки, работающей на изгиб, рассматриваются следующие вопросы:

1. Изменение формы – наиболее подходящая геометрия для удовлетворения предъявляемых к балке требований.
2. Изменение механических характеристик в связи с криволинейной укладкой волокон.

1.Изменение формы

Особенности рационального проектирования легко проиллюстрировать на консольной профилированной балке (рис. 1), размеры сечения которой: ширина $b(x)$ и толщина $h(x)$ вдоль длины l изменяются по степенным законам:

$$b(x)=b(0)\left(1-\frac{x}{l}\right)^{\alpha},\ h(x)=h(0)\left(1-\frac{x}{l}\right)^{\beta} \qquad (1)$$

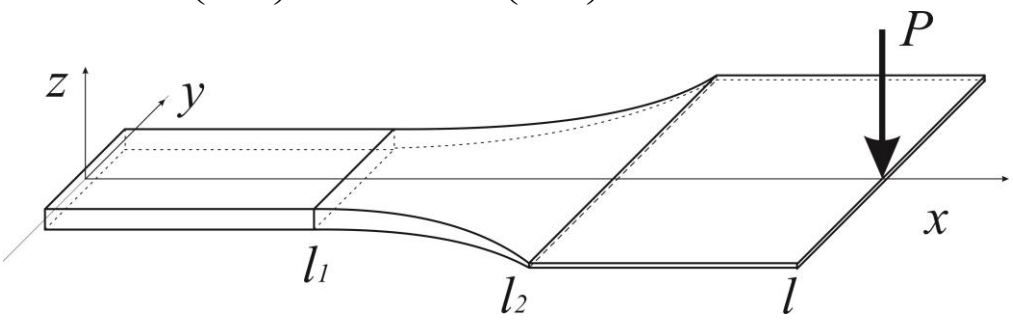


Рис. 1. Расчетная схема консольной балки

Выбор степенных зависимостей (1) для создания «равнопрочных» (4) балок с одинаковыми максимальными напряжениями в каждом сечении $\sigma_{max}(x)=const$: определяется линейным (степенным) изменением изгибающего момента по длине балки.

При рациональном проектировании упругих элементов, работающих на изгиб, необходимо для заданных свойств материала: продольного модуля упругости $E(x,y,z)$ и прочности при изгибе $[\sigma]$ найти размеры корневого сечения $b(0)$ и $h(0)$ и законы их изменения (α и β) для одновременного выполнения противоречивых требований технического задания:

[1] Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ 12-08-00259

- по жесткости

$$c = \frac{P}{\nu} \tag{2}$$

- по прочности

$$\sigma_{max} \le [\sigma]. \tag{3}$$

Дополнительное условие «равнопрочности»

$$\sigma_{\max}(x) = \frac{6 \cdot P \cdot (l-x)}{b(x) \cdot h(x)^2} = \frac{6 \cdot P \cdot l}{b(0) \cdot h(0)^2} \tag{4}$$

приводит из (1) к линейной зависимости

$$\alpha + 2\beta = 1. \tag{5}$$

Масса равнопрочной балки удовлетворяющей условиям по жесткости (2) и по прочности (3).

$$m(l) = \frac{9 \cdot \rho \cdot P_{max}^2 \cdot E}{[\sigma]^2 \cdot c} \cdot \frac{\delta_m}{\delta_v} \tag{6}$$

где $\frac{\delta_m}{\delta_v} = \delta_\Sigma$ - коэффициент снижения массы профилированной балки по сравнению с прямоугольной, $\delta_v = \frac{1}{1 - \alpha/3 - \beta}$ - коэффициент формы по прогибу, $\delta_m = \frac{1}{1+\alpha+\beta}$ - коэффициент формы по массе.

В результате удовлетворения условию по прочности при заданной жесткости коэффициент снижения массы δ_Σ запишется в виде:

$$\delta_\Sigma = \frac{3 - \alpha - 3\beta}{3(1+\alpha+\beta)} \tag{7}$$

Применительно к балкам равного сопротивления из условия (5) следует:

$$\delta_\Sigma = \frac{(2-\beta)}{3(2-\beta)} = \frac{1}{3}$$

т.е. при одновременном выполнении условий по жесткости и по прочности любая (!) равнопрочная «идеальная» балка со степенным законом изменения размеров оказывается в три раза легче прямоугольной. Это наилучший предельный случай, большего снижения веса для заданного однородного материала достигнуть нельзя.

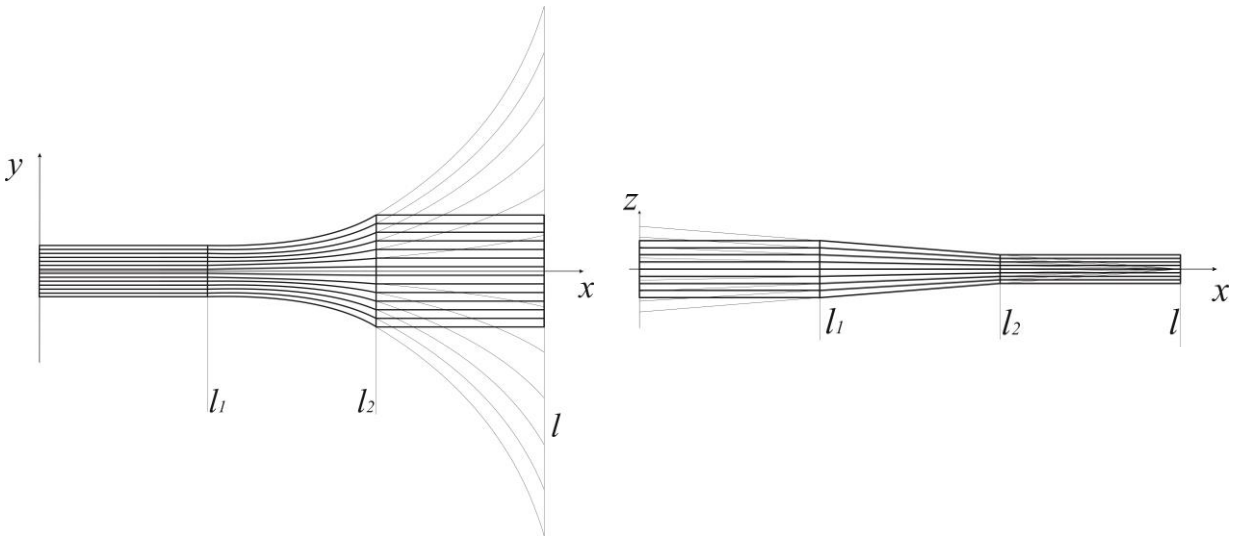
2.Изменение механических характеристик

Авторам наиболее интересны равнопрочные балки постоянной площади поперечного сечения – констэра (constarea - constant area) как наиболее рациональные с точки зрения расположения волокон. Идеальная балка констэра – такая балка, у которой на свободном конце толщина стремится к нулю, а ширина к бесконечности.

В настоящей работе предложено использовать принцип «размазывания», когда от бесконечно тонкого «волокна» остается только его объемное содержание и направление в каждой точке. Траектории при этом согласуются с формой балки (1) и определяются начальными координатами $y(0),\ z(0)$

$$y(x) = y(x)\left(1 - x^*\right)^\alpha,\ z(x) = z(x)\left(1 - x^*\right)^\beta, \tag{8}$$

где $\alpha = -1,\ \beta = 1,\ x^* = \frac{x}{l}$



а) *б)*

Рис. 2. Расположение волокон по ширине (а) и толщине (б) рессоры-констэры

Производные от этих функций характеризуют наклон траекторий в плоскостях *xy* и *xz*

$$\frac{dy}{dx} = \frac{y(0)^*}{\left(1-x^*\right)^2},\ \frac{dz}{dx} = z(0)$$

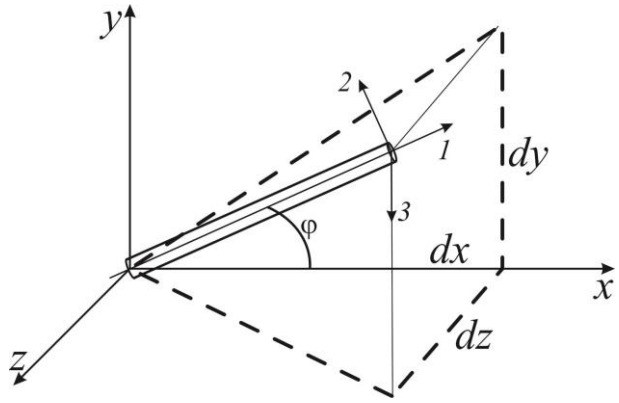


Рис.3. Схема вычисления объемного угла разориентации

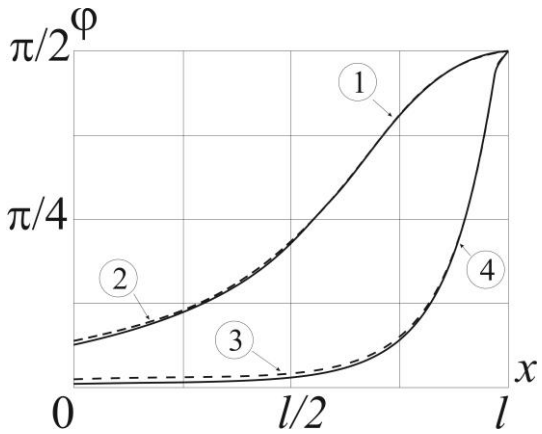


Рис.4. Изменение угла разориентации из (10) для крайнего (1,2 – y(0)=b/2) и почти центрального (3, 4 - y(0)=b/20) «волокон» идеальной констэры. Сплошные линии 1,3 – z(0)=0 - учет только плоской разориентации, штриховые линии 2, 4 - z(0)=h/2 –учёт объёмной разориентации

На рис. 3 показана схема вычисления угла разориентации. Элемент «волокна» вдоль оси 1 имеет проекции на оси: dx, dy, dz . Угол φ между осью 1 и осью x определяется из очевидных соотношений:

$$\cos\varphi = 1/\sqrt{1+A} \text{ или } tg\varphi = \sqrt{A}, \text{ где } A = \left(dy/dx\right)^2 + \left(dz/dx\right)^2. \qquad (9)$$

Зная угол разориентации, можно рассчитать локальное значение продольного модуля упругости E_x, зависящего от координат $x, y(x), z(x)$ связанных (8) с начальными координатами каждого «волокна» $y(0), z(0)$. Приближенно, считая продольный модуль упругости вдоль волокон намного больше, чем поперечный модуль и модуль сдвига, можно заменить:

$$E_x(x,y,z,\varphi) \approx E_1^0 \cos^4\varphi = E_1^0 \Big/ (1+A)^2 . \qquad (10)$$

Под эффективным модулем упругости для слоя, для сечения или для балки в целом понимается значение модуля для однородного элемента с теми же размерами и с той же суммарной жесткостью.

В случае растяжения стержня разумно предположить, что деформации в каждом сечении однородны, то есть одинаковы для каждого структурного элемента («волокна»). Это гипотеза типа Фойгта для каждого поперечного сечения, на основании которой эффективный модуль найдётся прямым усреднением:

$$E_x = \frac{1}{N}\sum_i^N E_1^0 \cos^4\varphi_i . \qquad (11)$$

Здесь i - номер «волокна» в сечении, N - общее число «волокон». Разумеется, ничего принципиально не изменится, если вместо упрощенной записи (10) использовать полное выражение для преобразования тензора упругих модулей.

Более сложная задача об изгибе в инженерном приближении может быть решена только на основании некоторых естественных кинематических гипотез, которые принимаются в следующем виде:

1. По высоте (вдоль оси z) от слоя к слою деформации меняются линейно – традиционная «гипотеза плоских сечений».
2. В каждом слое (по ширине – вдоль оси y) деформации в ряду «волокон» считаются одинаковыми, так что эффективный модуль слоя можно определять по формуле (11).
3. Если высота сечения мала по сравнению с шириной, то можно учитывать лишь «плоскую» разориентацию и считать эффективный модуль в каждом слое в сечении одинаковым, и тогда можно для всего сечения применять усреднение (11).
4. При вычислении прогиба композитной балки необходимо, вообще говоря, учитывать поправку за счет межслойных сдвигов

$$\frac{1}{E_x^I} = \frac{1}{E_x^*} + \frac{\kappa \cdot h^2}{l^2 \cdot G_{xy}} \qquad (12)$$

где E_x^* – «истинный» модуль Юнга, E_x^I – «кажущийся» эффективный модуль, рассчитываемый в эксперименте по стандартным формулам из гипотезы плоских сечений без учета влияния сдвигов, κ - числовой коэффициент, зависящий от формы сечения: для консольной балки с прямоугольным сечением $\kappa = 6/5$, G_{xy} - межслойный модуль сдвига.

В пултрузионной балке с разориентированными, переплетенными волокнами понятие межслойных сдвигов теряет свой прямой смысл, а определение G_{xy} представляет собой отдельную экспериментальную задачу. Процедура учёта влияния сдвигов стала для композитов стандартной, её применение по приведенной формуле (12) не представляет трудностей, особенно, при компьютерном моделировании. Но в данном (аналитическом) изложении, чтобы не загромождать выкладок, она не будет использована.

При изгибе для каждого сечения x с размерами $b(x)$, $h(x)$ можно рассчитать эффективный модуль

$$E_x^{eff}(x)\cdot b(x)\cdot h^3(x) \approx 48 \int_{-b/2}^{b/2} dy \cdot \int_{-h/2}^{h/2} E_x(x,y,z)\cdot z^2 dz \qquad (13)$$

Если пренебречь разориентацией «волокон» по высоте, то для балок с малым отношением высоты к ширине можно оценивать эффективный модуль, усредняя его только по ширине, и считая это усредненное значение постоянным по всему сечению:

$$E_x^{eff}(x)\cdot b(x)=\int_{-h/2}^{h/2}E_x(x,y)dy \qquad (14)$$

В качестве примера рассмотрим схему балки на рис. 1 при $l_1=l_2=l_3=l/3$. На рис. 6 приведены линии прогибов в зависимости от продольной координаты для прямоугольной и профилированной (состоящей из трех равных частей - двух участков с постоянным модулем упругости и одного с переменным, рис. 1.) балок.

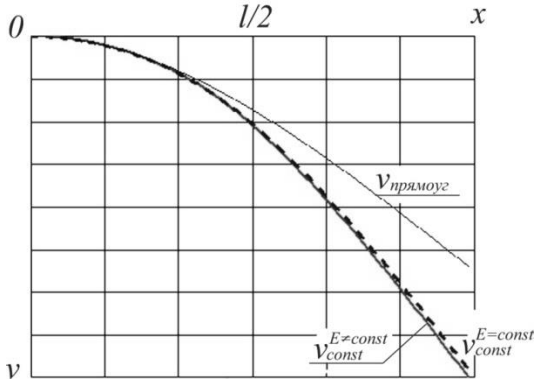


Рис.5. Графики прогибов: тонкая линия – простая прямоугольная балка с постоянным модулем упругости, штриховая – профилированная балка с постоянным модулем упругости, жирная кривая: балка – профилированная, модуль упругости – переменный

ВЫВОДЫ

Современные компьютерные методы позволяют моделировать и проектировать конструкции любой сложности и из каких угодно материалов, рассчитывая и визуализируя весь процесс изготовления изделия. Аналитические методы уходят в прошлое. Тем ценнее возможность «на пальцах» показать тот или иной эффект. Очень ценно умение несколькими росчерками мела на доске доказать принципиальную возможность или не возможность той или иной конструкции, и подтвердить это впоследствии многочасовым компьютерным расчетом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Полилов А.Н., Татусь Н.А., Полилов Л.А. Основные объекты и эффекты применения композитов в автомобилестроении // Промышленный транспорт XXI века. – 2007. – № 5/6. – С. 36-42.

2. Полилов А.Н., Татусь Н.А., Шабалин В.В. Особенности проектирования упругих элементов в виде профилированных композитных балок // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2011. – № 6. – С. 34-41.

3. Алфутов Н.А., Зиновьев П.А., Попов Б.Г. Расчет многослойных пластин и оболочек из композиционных материалов. – М.: Машиностроение, 1984.

4. Полилов А.Н., Татусь Н.А. Экспериментальное обоснование критериев прочности волокнистых композитов, проявляющих направленный характер разрушения // «Вестник ПНИПУ. Механика». – 2012. – № 2. – С. 140-166.

5. Полилов А.Н., Татусь Н.А. Энергетические критерии расслоения полимерных волокнистых композитов (ПКМ) // «Вестник ПНИПУ. Механика». – 2012. – № 3. С. 176-203.

ПОСТРОЕНИЕ ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ СООТНОШЕНИЙ ДЛЯ МАТЕРИАЛОВ, ПРЕТЕРПЕВАЮЩИХ РЕЛАКСАЦИОННЫЙ ПЕРЕХОД

CONSTRUCTION OF CONSTITUTIVE EQUATIONS FOR THE MATERIALS UNDERGOING THEIR GLASS TRANSITION

К.А. Тихомирова – магистрант, **Н.А. Труфанов** – д.т.н., проф.
Пермский национальный исследовательский политехнический университет

Abstract. The problem of constitutive equations for the materials undergoing their glass transition is considered. A new constitutive model which takes the material as a mixture of glassy and rubbery portions is discussed. The generalization of the model to the case of finite deformations is carried out. To test the model two cases of thermo-mechanical loading of the centrally compressed bending rod and the tensile-stressed rod where taken.

Технологический процесс производства значительной части полимерных изделий включает этап охлаждения материала, сопровождающийся релаксационным переходом. Это обусловливает появление технологических и остаточных напряжений, которые могут приводить к снижению эксплуатационных качеств изделий и даже их разрушению еще на стадии изготовления. Поэтому проблема описания термомеханических процессов в полимерных материалах в условиях релаксационного перехода является актуальной.

Релаксационный переход – это явление резкого изменения физико-механических свойств материала при переходе через некоторый достаточно узкий температурный диапазон – интервал стеклования. Для построения математической модели, учитывающей данное явление, приняты следующие гипотезы: материал является полностью размягченным при температурах выше температур интервала стеклования, полностью застеклованным при температурах ниже температур интервала стеклования, а внутри интервала представляет собой смесь застеклованной и размягченной частей. Вводится понятие функции стеклования, которая представляет собой долю застеклованного материала в представительном объеме и изменяется внутри интервала стеклования в пределах от 0 до 1. Нулевое значение функции стеклования соответствует размягченному состоянию, а единица – застеклованному (рис. 1). Предполагается, что наращивание упругих связей в материале при охлаждении происходит пропорционально значениям этой функции, причем связи в момент своего возникновения не деформированы. В данной работе принята упругая модель поведения материала как в застеклованном, так и в размягченном состояниях. При этом наращивание упругих связей соответствует увеличению модуля упругости. Рассматривается изотропный материал.

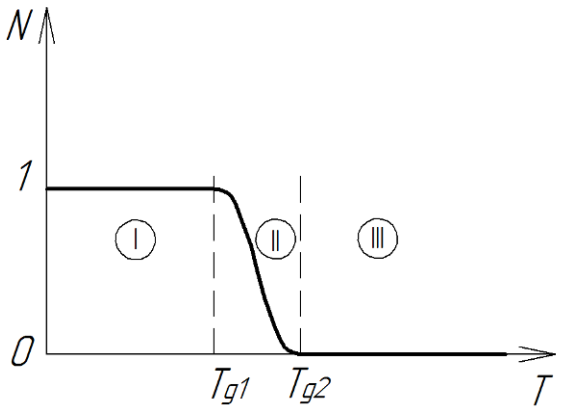


Рис. 1. Зависимость функции стеклования N(T) от температуры. I – область застеклованного материала, II – переходная область, III – область размягченного материала. T_{g1} и T_{g2} – границы температурного интервала стеклования

На основании данных гипотез строятся смесевые физические соотношения, позволяющие определить напряженно-деформированное состояние конструкции в условиях релаксационного перехода [3]. Для одноосного случая при малых деформациях они выглядят следующим образом:

$$\sigma(t) = E_1\left(\varepsilon(t) - \varepsilon_T(t)\right) + E_2\int_0^t \left(\varepsilon(t) - \varepsilon^*(\tau)\right)dN(\tau) - E_2\int_0^t \left(\varepsilon_T(t) - \varepsilon_T^*(\tau)\right)dN(\tau), \quad (1)$$

где σ – напряжения, t – время, ε – текущая деформация, $\varepsilon_T(t) = \int_{T_H}^{T(t)} \alpha(T)dT(\tau)$ – температурная деформация; ε^* и ε_T^* – текущая и температурная деформации, соответствующие степени стеклования N при охлаждении материала; α – коэффициент линейного температурного расширения, E_1 – модуль упругости размягченного материала, E_2 – разность между модулями упругости застеклованного и размягченного материалов.

1. Модельная задача. Поведение центрально сжатого стержня в условиях охлаждения и нагрева

Рассматривается поведение стеклующегося стержня, шарнирно закрепленного по концам. Стержень сжимается продольной силой, по величине превосходящей критическую, что приводит к потере устойчивости и изгибу.

Нагружение производится по следующей схеме (рис. 2):

1) Нагружение при начальной температуре выше T_{g2} (N=0);
2) Охлаждение при приложенной нагрузке до температуры ниже T_{g1};
3) Снятие приложенной нагрузки (N=1);
4) Нагрев ненагруженного стержня до начальной температуры.

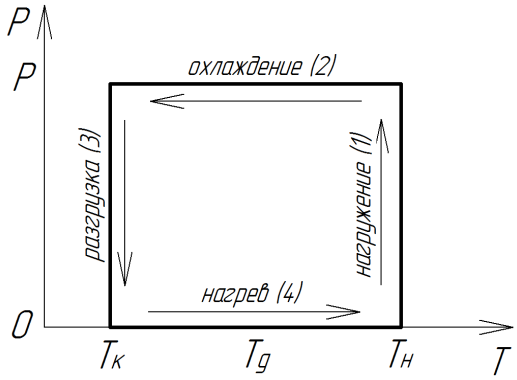


Рис. 2. Режим нагружения

Решение проводилось с учетом уравнений эластики Эйлера [4] и на основе соотношений (1) без учета температурной деформации. На рис. 3 приведен вид изогнутой оси стержня на различных этапах нагружения.

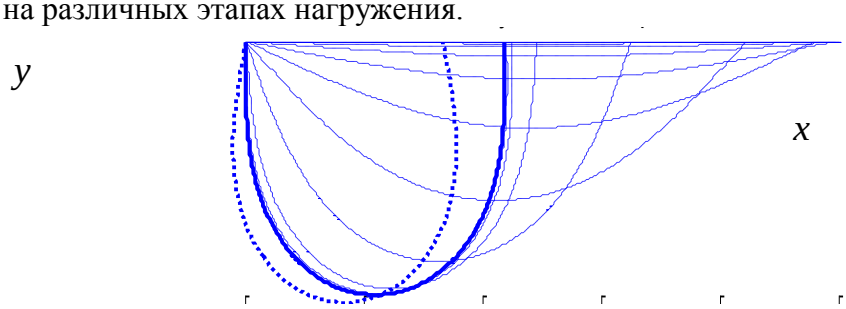


Рис. 3. Вид изогнутой оси стержня: «:» – на этапах 1 и 2; «–» – на этапе 3; «- -» – в процессе этапа 4

Как видно из рисунка, максимальный прогиб наблюдается на первом этапе нагружения – приложение силы при температуре выше T_{g2}. Это объясняется тем, что материал при данной температуре обладает малым модулем упругости. На втором этапе –

охлаждение при приложенной нагрузке – деформация не изменяется. Здесь в соответствии с принятыми гипотезами происходит наращивание упругих связей в материале, которые в момент своего возникновения не деформированы. Поэтому возрастание модуля упругости не приводит к появлению дополнительных напряжений или к изменению деформированного состояния. На третьем этапе, когда при температуре ниже T_{g1} снимается нагрузка, уменьшение прогиба составляет небольшую величину в сравнении с наблюдаемой на первом этапе. Это связано с тем, что модуль упругости при данной температуре намного больше, чем при начальной. При последующем нагреве (четвертый этап) стержень постепенно распрямляется и принимает исходную форму.

2. Построение определяющих соотношений для случая конечных деформаций. Модельная задача

В случае конечных деформаций определяющие соотношения являются нелинейными и строятся обычно путем дифференцирования упругого потенциала по тензору меры деформаций Коши-Грина. Следуя идеологии смесевых физических соотношений, упругий потенциал системы можно записать в виде [2]:

$$W(\mathbf{C}_t) = W_1(\mathbf{C}_t) + \int_0^t W_2(\mathbf{C}_{\tau-t})dN(\tau), \tag{2}$$

где $\mathbf{C}_t$ – тензор меры деформаций Коши – Грина, соответствующий деформированию от начального до текущего момента времени; $\mathbf{C}_{\tau-t}$ – тензор меры деформаций Коши – Грина, соответствующий деформированию от момента времени τ до текущего t.

Для описания поведения полимерных материалов рекомендовано использование двухконстантного упругого потенциала Пенга – Ландела [1]:

$$W = \frac{1}{2}\mu(I_1 I_3^{-1/3} - 3) + \frac{1}{2}B(I_3^{1/2} - 1)^2, \tag{3}$$

где μ, B –модуль сдвига и объемный модуль; I_1, I_3 – первый и третий инварианты тензора меры деформаций Коши – Грина.

Определяющие соотношения, построенные на основе потенциала Пенга – Ландела, выглядят следующим образом:

$$\begin{aligned}\mathbf{Q}(t) = \mu_1\left[\left(I_3(\mathbf{C}_t)\right)^{-5/6}\cdot\left(\mathbf{g} - \frac{I_1(\mathbf{C}_t)}{3}\mathbf{C}_t^{-1}\right)\right] + B_1\left(\theta(\mathbf{C}_t)\mathbf{C}_t^{-1}\right) + \\ + \int_0^t \mu_2\left[\left(I_3(\mathbf{C}_{\tau-t})\right)^{-5/6}\cdot\left(\mathbf{g} - \frac{I_1(\mathbf{C}_{\tau-t})}{3}\mathbf{C}_{\tau-t}^{-1}\right)\right]dN_C(\tau) + \int_0^t B_2\left(\theta(\mathbf{C}_{\tau-t})\mathbf{C}_{\tau-t}^{-1}\right)dN_V(\tau).\end{aligned} \tag{4}$$

Здесь $\mathbf{Q}(t)$ – энергетический тензор напряжений; $\mathbf{g}$ – метрический тензор; μ_1, B_1 – материальные константы (модуль сдвига и объемный модуль) для размягченного состояния; $\mu_2 = \mu_{тв} - \mu_1$, $B_2 = B_{тв} - B_1$; $\mu_{тв}$, $B_{тв}$ – материальные константы для застеклованного состояния; I_1 , I_3 – первый и третий инварианты тензора; $\theta(C_t) = I_3^{1/2}(C_t) - 1$ – относительное изменение объема; $N_V(t)$, $N_C(t)$ – функции стеклования для шаровых и девиаторных составляющих тензоров.

На практике используется процедура линеаризации физических соотношений. Она позволяет организовать алгоритм численного решения задачи как многошаговый процесс с линейными соотношениями на каждом шаге.

С использованием линеаризованных соотношений (4) была решена модельная задача для одноосного однородного напряженного состояния (продольное растяжение стержня) с достижением высокого уровня деформаций. Нагружение проводилось по схеме, приведенной на рис. 2. Температурная деформация не учитывалась.

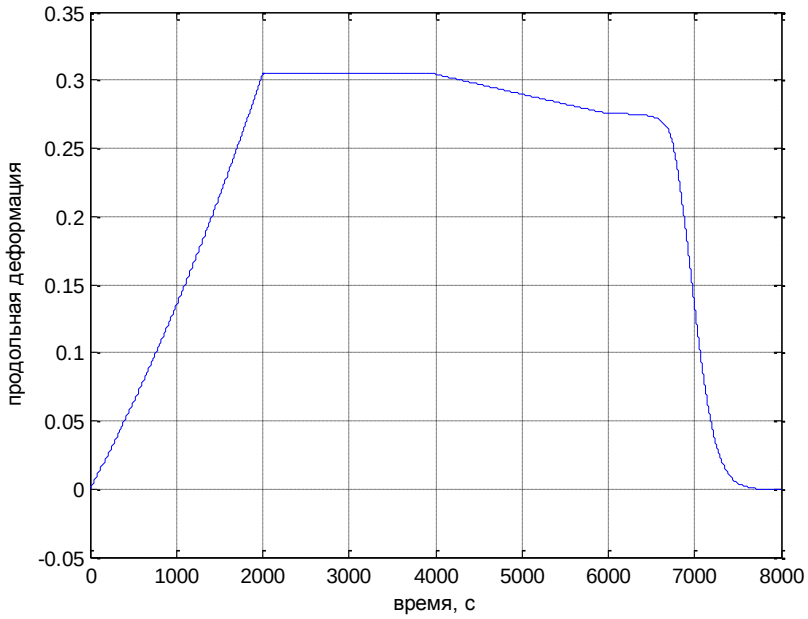


Рис. 4. Продольная деформация. Время 1-2000 с – нагружение при температуре выше T_{g2}, 2000-4000 с – охлаждение до температуры ниже T_{g1}, 4000-6000 с – разгрузка, 6000-8000 с – нагрев до первоначальной температуры

На первом этапе (рис. 4) происходит линейное увеличение нагрузки. При этом наблюдается нелинейный рост деформации, т.к. используются нелинейные определяющие соотношения. Здесь деформация максимальна, т.к. материал в размягченном состоянии обладает малым модулем упругости. На втором этапе при охлаждении под постоянной нагрузкой уровень деформаций не изменяется, что соответствует принятым гипотезам. На третьем этапе деформация при разгрузке уменьшается на небольшую величину в сравнении с наблюдаемой на первом этапе. В процессе нагрева на четвертом этапе деформация постепенно уменьшается до певоначального нулевого значения, причем кривая изменения удлинения качественно соответствует кривой функции стеклования материала N (рис. 1).

Таким образом, в ходе работы определяющие соотношения для описания термомеханического поведения стеклующегося материала [3] применены к задаче об изгибе стержня и обобщены на случай конечных деформаций. С использованием данных соотношений решена задача о продольном растяжении стержня с учетом конечных деформаций. Показано, что полученные результаты не противоречат физическому смыслу и удовлетворяют гипотезам, принятым при построении соотношений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Адамов А.А. [и др.] Методы прикладной вязкоупругости – Екатеринбург: УрО РАН, 2003. –411с.
2. Куликова Т.Г., Труфанов Н.А. Определяющие соотношения для кристаллизующегося полимерного материала и пошаговая процедура решения с учетом конечных деформаций // Вычислительная механика: сб. науч. тр. – Пермь: Изд – во Перм. гос. техн. ун – та, 2008. – №7. – С. 170 – 180.
3. Матвеенко В.П., Сметанников О.Ю., Труфанов Н.А., Шардаков И.Н. Термомеханика полимерных материалов в условиях релаксационного перехода – М.: Физматлит, 2009. – 176 с.
4. Работнов Ю.Н. Механика деформируемого твердого тела – М.: «Наука», 1988. – 712 с.

НАДЕЖНОСТЬ ДВИГАТЕЛЕЙ ПАССАЖИРСКИХ АВТОБУСОВ В УСЛОВИЯХ РЕАЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ КРУПНОГО ГОРОДА

RELIABILITY OF PASSENGER BUSES ENGINES IN THE REAL OPERATION CONDITIONS OF THE LARGE CITY

И.Е. Успенский – студ., **В.Н. Федотов –** к.т.н., доц.
Национальный минерально-сырьевой университет «Горный»

Abstract. Results of researches of reliability of engines of buses, by students of a profile of preparation "Automobile equipment" are given during work practice in technical department of one of vehicle fleets of SPB State Unitary Enterprise Passazhiravtotrans.

Ratios of operating modes of the engine are established at movement of buses in a dense transport stream on a street road network. Calculations of run of buses before overhaul of engines are executed of the KAMAZ 740.31-240, KAMAZ 7408.10, Caterpillar 3116, Caterpillar 3126E, DC901BO1 models.

It is proved that for passenger traffic in traffic conditions on highways of the large city with frequent stops, long work in a mode of idling it is expedient to get buses with engines in which design there are systems of optimization of a thermal condition.

Надежность двигателя пассажирского автобуса – одно из основных условий эффективности перевозочного процесса. В условиях реальной эксплуатации автобусов в крупных городах сроки службы до капитального ремонта двигателей отличаются от заданных при изготовлении. Поэтому при перспективном планировании развития парка подвижного состава пассажирских автопредприятий оценка долговечности двигателей является актуальной.

Оценка надежности двигателей выполнена на основе исследований, проведенных студентами профиля подготовки «Автомобильное хозяйство» во время производственной практики в техническом отделе одного из автобусных парков СПБ ГУП Пассажиравтотранс. Была рассмотрена и проанализирована первичная документация, в которой содержатся данные о марках и моделях автобусов, их датах ввода в эксплуатацию, проведенных ремонтах, пробегах за месяц, год и общих с начала эксплуатации. Парк имеет в своем составе более 400 единиц автобусов большой и особо большой вместимости марок ЛиАЗ, НефАЗ, Волжанин, Scania. Соотношение автобусов по моделям и срокам эксплуатации характерно для всех автобусных парков ГУП. Технические характеристики двигателей приведены в табл.1.

Оценочные расчеты долговечности выполнены для двигателей КамАЗ-740.31-240, КамАЗ-7408.10, CAT-3116, CAT-3126E, со сроками эксплуатации 6 – 10 лет, рис. 1. Для двигателей CAT-3116, CAT-3126E оценка проводилась с учетом незавершенных наблюдений. Двигатели DC901BO1 капитальный ремонт не проходили, на диаграмме указан средний пробег на дату окончания наблюдений.

Таблица 1. Характеристики рассматриваемых двигателей

Модель двигателя	Мощность, кВт(л.с.)	Крутящий момент, Нм	Уровень Евро	Расход топлива
КамАЗ-740.31-240	176 (240) при 2200 об/мин	932 при 1400 об/мин	Euro 2	33л/100км
КамАЗ-7408.10	144 (195) при 2200 об/мин	650 при 1400-1600 об/мин	Euro 0	39-40л/100км
CAT-3116	172 (234) при 1560 об/мин	820 при 1560 об/мин	Euro 3	30-35л/100км
CAT-3126E	221 (300) при 2200 об/мин	1163 при 1440 об/мин	Euro 3	25л/100км
DC901BO1	170 (230) при 1900 об/мин	1100 при 1100-1200 об/мин	Euro 3	32л/100км

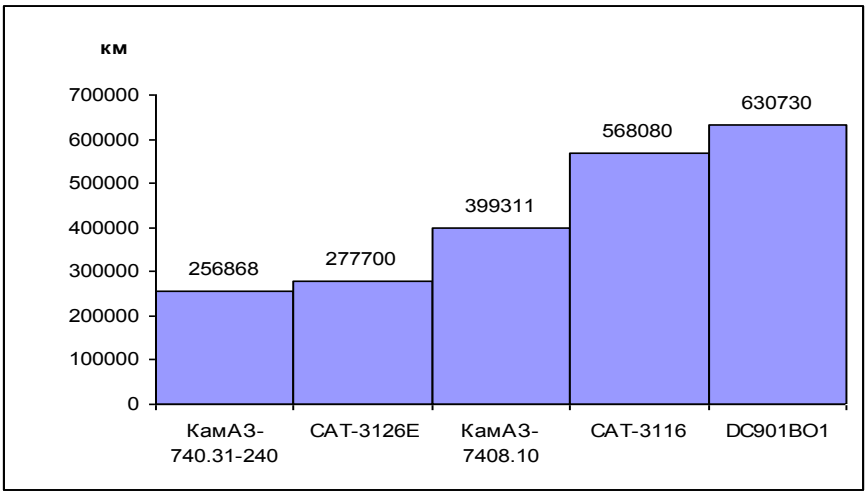


Рис.1. Долговечность двигателей в км пробега пассажирских автобусов

В общем случае ресурс двигателя конкретной модели зависит от устойчивости конструкции к воздействию факторов: климатических и дорожных условий, режимов движения, технической эксплуатации в парке. Однако при одних и тех же условиях эксплуатации долговечность двигателя будет определяться совершенством конструкции, ее устойчивостью к набору равно воздействующих факторов. Известно, что для крупного города наибольшее воздействие на надежность систем автотранспорта, в т. ч. и двигателя оказывают влияние режимы движения в плотном транспортном потоке: частые остановки и длительная работа на холостом ходе в заторах, интенсивный разгон и торможение, что создает риск перегрева двигателя, снижения механических свойств деталей, их интенсивное изнашивание.

Рассмотрим под этим углом особенности конструкции двигателей.

КамАЗ-740.31-240 – четырехтактный дизельный двигатель уровня Euro 2 жидкостного охлаждения с V-образным расположением восьми цилиндров, с турбонаддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха (ОНВ) типа «воздух-воздух». Устанавливается на автобусы моделей НефАЗ-5299-20-15. Двигатель разработан на базе конструкции двигателя КамАЗ-7408.10, по сравнению с ним имеет увеличенную мощность и крутящий момент, повышенную степень сжатия, частоту вращения и экономичность. Камеры сгорания изменены на тороидальные. Цилиндры двигателя расположены в два ряда с углом развала между ними 90 °, что позволило сократить габариты двигателя. Пространство в развале между цилиндрами используется для размещения распределительного вала, привода к клапанам, ТНВД, насоса гидроусилителя рулевого управления, компрессора для подачи сжатого воздуха в

тормозную систему автомобиля. В выпускном коллекторе установлены подвижные заслонки, позволяющие перекрывать выход отработавших газов (ОГ) или воздуха при отключении подачи топлива. Это позволяет использовать компрессию двигателя при торможении автомобиля на спусках в холмистой и горной местностях. Сверху к впускным трубопроводам крепятся два фильтра тонкой очистки топлива. Трудоемкость технического обслуживания дизеля Камаз-740 в процессе эксплуатации значительно снижена благодаря применению закрытой системы охлаждения с всесезонной специальной охлаждающей жидкостью», высококачественных моторных масел, двухступенчатого воздухоочистителя сухого типа, эффективных топливных и масляных фильтров [1, 2]. Вместе с тем, высокая литровая мощность, достигнутая форсированием двигателя Камаз-740 по частоте вращения, применением высокой степени сжатия, снизила долговечность двигателя по сравнению с аналогом КамАЗ 7408.10 на 30 – 40%.

КамАЗ-7408.10 – четырехтактный дизельный двигатель уровня Euro 0, устанавливается на автобусы моделей ЛиАЗ-5256. Как прототип конструкции двигателя КамАЗ-740.31-240, в отличие от него, имеет односекционный масляный насос, в нем отсутствуют гидромуфта и кулиса, различаются шкив на помпе и впускной и выпускной коллекторы ТНВД [3]. Мощность и крутящий момент двигателя ниже на 20 – 30 %, чем у форсированного двигателя КамАЗ-740.31-240. Применение на пассажирских автобусах прекращено в связи с несоответствием требованиям Евро.

CAT-3116 – это шестицилиндровый рядный дизель с рабочим объемом 6,6 л. Устанавливается на автобусы моделей ЛиАЗ-5256.25 и НефАЗ-5299-20-04. Блок цилиндров представляет прочную конструкцию из легированного чугуна. Длинная нижняя деталь картера, с увеличенной толщиной поперечных перемычек, передних и задних стенок способствует длительной работе в перегреве, не причиняя каких-либо деформаций. Коленчатый вал, выполненный из кованой стали, с индукционно-закаленными шейками и буртиками, обеспечивает незаурядную надежность и продолжительный срок службы. Двигатель оборудован турбокомпрессором с промежуточным охлаждением типа воздух-воздух (ATAAC). Широкие центральные и торцевые коренные шейки и подшипники сохраняют максимальную толщину пленки масла. Это обеспечивает превосходную смазку и охлаждение подшипников, а также продолжительный ресурс. Скошенный конец шатуна образует более значительную поверхность контакта между отверстием под поршень и поршневым пальцем, что обеспечивает лучшее распределение нагрузки. Следящие ролики толкателя резко снижают потери на трение и износ, что повышает топливную экономичность двигателя. Топливная система насос-форсунок Cat с гидравлическим приводом и электронным управлением (HEUI) обеспечивает экономию топлива и снижает вредные выбросы в атмосферу, что является значительным прогрессом в технологии топливных систем. Малая масса дизеля, составляющая всего 540 кг, является дополнительным его достоинством с точки зрения размещения мотора в задней части автобуса [4].

CAT-3126E – дизельный двигатель, разработанный на базе конструкции двигателя CAT-3116, по сравнению с ним имеет увеличенную мощность и крутящий момент на 30-40%. Вместе с тем увеличение этих характеристик привело к понижению долговечности по сравнению с аналогом CAT-3116 на 50%. Устанавливается на автобусы моделей ЛиАЗ-6212. Имеет передовую технологию впрыска топлива, заложенную в систему насос-форсунок Cat с гидравлическим приводом и электронным управлением (HEUI). Система HEUI обеспечивает превосходные рабочие параметры, отличную управляемость машины и топливную экономичность. Индукционно закаленный коленчатый вал является еще одним элементом, обеспечивающим долговечность двигателя. Поддающаяся перешлифовке конструкция из кованой стали обеспечивает его огромный ресурс и удобство обслуживания. Следящие ролики толкателей снижают потери на трение и износ, что повышает топливную экономичность двигателя. Охлаждаемые маслом поршни для тяжелых режимов работы обеспечивают продолжительный срок службы двигателя, его

плавную, бесшумную работу, полноту сгорания топлива и низкие вредные выбросы в атмосферу. Шатуны из кованой стали обеспечивают продолжительный срок службы благодаря тому, что скошенный конец шатуна образует более значительную поверхность контакта между отверстием под поршень и поршневым пальцем. Электронный блок управления обеспечивает мгновенный доступ к информации о расходе топлива и времени, которое было израсходовано в холостом ходу, а также информации о техническом обслуживании. Среди управляемых электроникой двигателей, применяемых на автобусах, предложенный вариант является новшеством. Надежный запуск в холодную погоду, способность выдерживать перегрузку на низких оборотах и низкий уровень шума делают этот двигатель особенно привлекательным на рынке [5].

DC901BO1 – 4-тактный, 6-цилиндровый, 9-литровый, рядный, непосредственного впрыска дизельный двигатель уровня Euro-3. Устанавливается на автобусы моделей Scania OmniLink CL94UB. Унифицирован по поршневой группе диаметром в 127 мм, четырехклапанными раздельными головками и электронно-управляемыми насос-форсунками. Унификация сокращает количество запасных частей, а значит, уменьшаются проблемы с наличием и поставками запчастей, снижается себестоимость двигателей. Двигатель имеет чугунный блок, мокрые гильзы, распределительный вал в блоке, коромысла со штангами, привод ГРМ со стороны маховика. Вентилятор системы охлаждения оснащен надежным поликлиновым ремнем и приводной электромагнитной муфтой с управлением от электронного блока. В системе смазки есть водомасляный теплообменник, поддерживающий оптимальную температуру масла. Двигатель оснащают топливной системой с электронно-регулируемыми насос-форсунками, а самые новые модели двигателей — системой Common Rail. В зависимости от исполнения давление впрыска достигает 1500 бар и выше. Высокое давление, точность цикловой подачи, прецизионность электронно-управляемых топливных систем предъявляют повышенные требования к очистке дизельного топлива от примесей, поэтому в топливную систему добавлен дополнительный фильтр-отстойник с электроподогревом. В целях профилактики обмерзания теплообменников надувочного хода интеркулер утепляется полиуретановой «пленкой». О совершенстве силового агрегата говорит тот факт, что он обладает очень высоким моторесурсом (до 2 млн. км до возможного капитального ремонта), хорошей топливной экономичностью (порядка 30 л. на 100 км) и чрезвычайно низким воздействием на окружающую среду (соответствие нормам Euro 3) [6].

При оценке надежности двигателей по долговечности в километрах пробега, лучшими себя показали двигатели DC901BO1 и CAT-3116, имеющие унифицированные, высококачественные детали, совершенную систему охлаждения, приспособленную для климата России и, в случае с CAT-3116, хорошую адаптацию зарубежного двигателя к российским автобусам. Наименее надежным оказался двигатель КамАЗ-740.31-240, вследствие недостаточной отработанности конструкции при увеличении мощности и крутящего момента в конструкции двигателя КамАЗ-7408.10. Такая же причина снижения долговечности характерна для двигателей CAT-3126E.

По проделанным исследованиям можно сделать вывод, что для городских условий Санкт-Петербурга наиболее приспособлены двигатели, имеющие в конструкции электронное управление, современную систему охлаждения и смазки, наиболее рациональное распределение нагрузки между частями агрегата. Именно поэтому для пассажирских перевозок в условиях движения с частыми остановками, продолжительной работой в режиме холостого хода целесообразно приобретать автобусы с двигателями, оборудованными системами электронного контроля, устройствами оптимизации теплового состояния с применением деталей из жаропрочных и износоустойчивых материалов. Дополнительному повышению надежности способствует использование только качественных масел и топлива, своевременные технические обслуживания, повышение квалификации водителей и персонала ремонтной службы, детальное ознакомление с двигателями зарубежных производителей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Руководство по ремонту и техническому обслуживанию некоторых автомобилей КамАЗ http://www.kamaz-service.ru/manual-11.shtml
2. Двигатель КамАЗ-740 http://tehavtospec.narod.ru/index/0-15
3. Двигатель КамАЗ-7408.10 (для автобуса ЛиАЗ-5256) http://www.automotor.ru/katalog_KamAZ_740810405Remdiz.html
4. Автобусный дизель CAT 3116//Журнал «Основные средства», №1, 2002 http://www.os1.ru/article/service/2002_01_A_2004_12_27-15_39_41/
5. МоторСервис. Двигатели Caterpillar http://mdiesel.ru/art/13/
6. Двигатели Scania – конструкция. Эксплуатация и ремонт двигателей Scania.// По материалам Scania и журнала «За рулем. Рейс. Досье» http://dvscan.ru/грузовые-автомобили/основные-компоненты-скания/двигатели-scania/

ЛАЗЕРНАЯ НАПЛАВКА ТЕЛ ВРАЩЕНИЯ С ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ ПОДАЧЕЙ ПОРОШКОВОГО МАТЕРИАЛА

LASER CLADDING OF BODIES OF ROTATION WITH THE FORCED SUBMISSION OF A POWDER MATERIAL

А.А. Фишков[1] - соискатель, **В.П. Бирюков**[2] - к.т.н.

[1]ФГУП «Московский метрополитен»

[2]Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

Abstract. The results of investigation of overlaid coatings on steel base using a feeder and composite powder materials on the iron base with additives of aluminium and aluminium oxide particles with sizes from 40 to 150 microns. Metallographic and tribological studies have shown that the hardness of the weld layers is 6800...9700МПа, resistance to bully increases 1,8, wear resistance 2...3 times.

Аннотация. В работе представлены результаты исследований наплавленных покрытий на стальную основу при использовании питателя и композиционного порошкового материла на основе железа с добавками алюминия и оксида алюминия с размером частиц 40…150 мкм. Металлографические и трибологические исследования показали, что твердость наплавленных слоев составляет 6800…9700МПа, стойкость к задиру повышается в 1,8, износостойкость в 2…3 раза.

В настоящее время разработано много методов наплавки для восстановления изношенных деталей машин и механизмов и создания заданных функциональных свойств наплавленного слоя. Каждый из существующих методов имеет свои преимущества и недостатки, которые характеризуются конкретными технико-экономическими показателями, определяющими эффективные области их применения. Однако ни один из существующих методов наплавки не является универсальным, далеко не всегда функциональные свойства покрытий удовлетворяют современным техническим требованиям эксплуатации машин и механизмов, а технико-экономические показатели процессов соответствуют современным требованиям экономической эффективности технологических процессов. Особенно ярко эффективность технологий наплавки проявляется в функции ресурсосберегающих технологий, при восстановлении изношенных деталей машин и механизмов, особенно если наплавленные слои увеличивают ресурс и улучшают технико-экономические показатели работы оборудования [1-4]. К технологическим процессам лазерной наплавки предъявляются требования, характерные для всех восстанавливаемых деталей: высокая производительность наплавочного процесса; высокое значение коэффициента использования присадочного (наплавляемого) материала; формирование наплавленного слоя с заданными функциональными (служебными) свойствами за один проход за счет минимального коэффициента перемешивания наплавляемого материала с основой; наплавленный слой не должен содержать дефектов (пор, раковин, несплошностей, трещин); хорошая адгезия наплавленного слоя с основой; сохранение геометрических размеров наплавленной детали в поле допуска; формирование поверхностного слоя с минимальными остаточными напряжениями; снижение себестоимости наплавочного процесса. Наплавка является родственной технологией сварки плавлением. Однако, несмотря на общность металлургических процессов, протекающих в зоне обработки, существует значительное различие между сваркой и наплавкой, заключающееся в том, что доля основного металла в объеме сварного шва при дуговой сварке составляет 70 - 80%.

После электродуговой наплавки припуск на последующую механическую обработку может достигать 2 мм, что дополнительно увеличивает трудоемкость процесса, а при лазерной наплавке - нескольких сотен микрометров.

Дуговые методы напыления и наплавки обеспечивают пористость покрытия в пределах 15 %. Применение более современных плазменных и газодинамических методов позволяет снизить пористость до 0…10 % [2, 3]. Как правило, лазерная наплавка функциональных

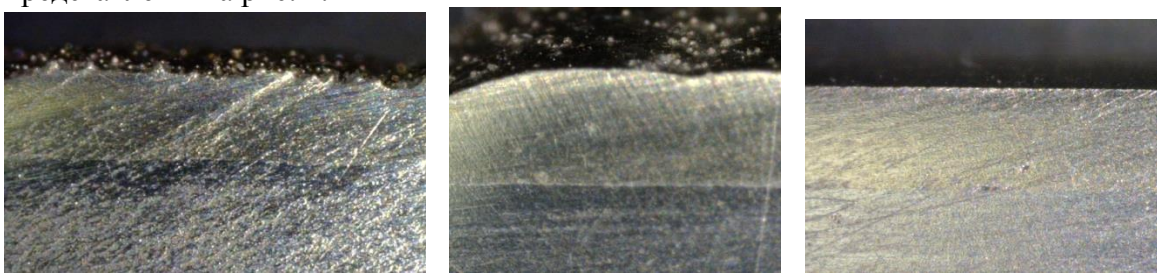
покрытий дает возможность получить минимальную пористость и максимальную прочность наносимого покрытия, при этом достигается минимальный коэффициент перемешивания наплавленного металла с основным. Наносить твердые износостойкие сплавы можно двумя методами лазерной наплавки: с помощью импульсного и непрерывного лазерного излучения. Наплавка импульсным излучением обеспечивает минимальный коэффициент образования трещин при сравнительно низкой производительности (до 0,6 кг/ч), а наплавка непрерывным лазерным излучением — высокую производительность (до 4 кг/ч), однако вероятность образования трещин при увеличении размеров валиков, наносимых за один проход, резко возрастает. Для нанесения покрытий применялось боковая принудительная подача порошка с помощью транспортирующего газа (аргона). В качестве системы перемещения использовался сканер для пространственного управления лазерного луча, лазерный модуль для наплавки тяжело нагруженных деталей и лазерная установка «Комета-М» [4].

Лазерной наплавке подвергали образцы стали 45 диаметром 48 мм. Наплавочный композиционный порошковый материал подготавливали с использованием смесителя конструкции ИМАШ РАН. Порошковая смесь имела следующий состав: ФБХ6-2 75…93%., алюминий 2…10%, оксид алюминия 5…15%.

Подготовка и исследование образцов осуществлялись на следующем оборудовании: отрезной станок Полилаб Р30 с частотой вращения 3000 мин$^{-1}$, с системой охлаждения специальной СОЖ; шлифовально-полировальный станок Полилаб П12; микротвердомер ПМТ-3; цифровой микроскоп AM413ML.

На рис. 1 (а, б, в) представлены микрофотографии шлифов наплавленных на различных скоростях перемещения лазерного луча от 6 до 12 мм/с, мощности излучения 800…1400 Вт, расходе порошка 6…12 г/мин, подаче транспортирующего газа (аргона)при давлении 0,2 МПа, при оптимально подобранном сочетании входящих элементов композиционного порошкового материала.

На состояние твердости наплавленных слоев оказывают влияние мощность излучения, скорость перемещения лазерного луча и состав порошкового материала. Результаты исследования микротвердости слоев полученных лазерной наплавкой на различных скоростях при постоянной мощности и составе порошкового материала представлены на рис. 2.



а б в

Рис. 1. Микрошлифы образцов: а – режим наплавки на скорости 12 мм/с; б – – режим наплавки на скорости 9 мм/с; в – режим наплавки на скорости 6 мм/с после шлифования по наружной поверхности образца.

При уменьшении скорости обработки увеличивается время термического цикла, и как следствие уменьшается твердость наплавленного слоя при увеличении его толщины.

Металлографические исследования наплавленных слоев представлены на рис. 2. Приведенные графики микротвердости показывают, что наибольшее ее значение получено при максимальной скорости лазерной наплавки 12 мм/с и соответствует 9700 МПа. Минимальна микротвердость 6800 МПа получена при скорости перемещения лазерного луча 6 мм/с.

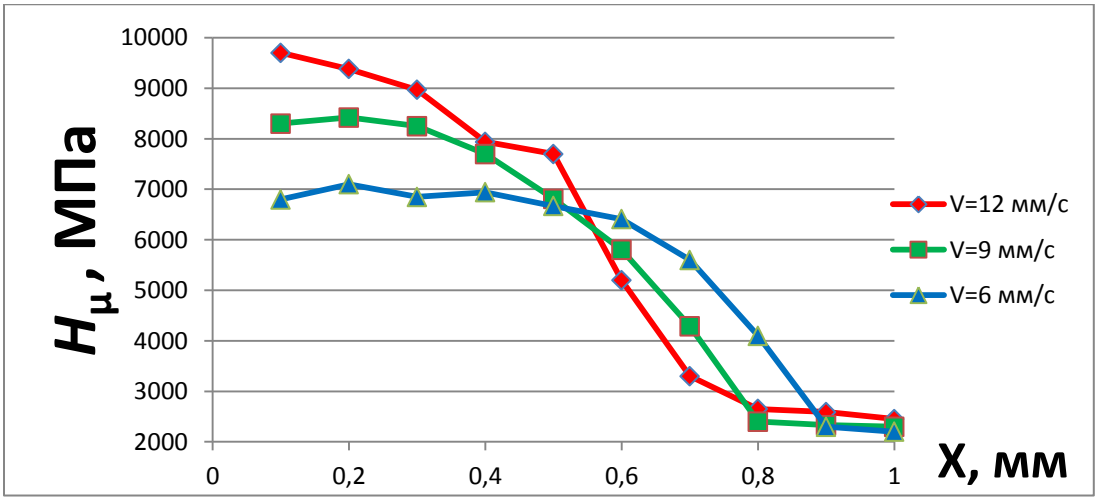


Рис. 2. График микротвердости наплавленных слоев композиционного порошкового материала (ФБХ6-2 + алюминий + оксид алюминия)

Трибологические исследования проводили на универсальной машине трения МТУ-01. Для экспериментов использовали плоские образцы с размерами 15х20х70 мм стали 45 наплавленные на оптимальных режимах. Задиростойкость при лазерной наплавке повысилась в 1,8 раза.

Проведены испытания на абразивное изнашивание по методу Бринелля-Хаворта. К вращающемуся резиновому диску прижимался образец, нагрузкой 30 Н. В зону трения подавался кварцевый песок с размером частиц 200-400 мкм. Результаты испытаний представлены в таблице.

№ п/п	Скорость перемещения луча, мм/с	Потеря массы образца, кг	Износостойкость, К
1.	12	$1{,}15 \times 10^{-4}$	1,0
2.	Объемная закалка	$2{,}7 \times 10^{-4}$	2,34
3.	Без упрочнения	$3{,}6 \times 10^{-4}$	3,13

Приведены средние данные по результатам испытаний трех образцов обработанных лазерным лучом по каждому режиму.

Представленная технология лазерной наплавки композиционным порошковым материалом с использованием стандартного порошка ФБХ6-2, алюминия и оксида алюминия может быть применена для различных узлов трения подвижного состава. В частности замена электролитического хромирования на штоках амортизаторов вагонов нового поколения на лазерную наплавку с твердостью близкой к 10000 МПа. Менее твердые покрытия могут быть использованы для наплавки шеек валов под подшипники электрических машин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мелюков В. В., Чирков А. М., Орехов А. В. Технологии импульсной лазерной наплавки //Сварка и диагностика», 2009, № 5, с.41-46.
2. Гибридные технологии лазерной наплавки / А.М. Забелин, И.Н. Шиганов, А.М. Чирков и др. — М.: Изд-во МГОУ, 2007. – 132 с.
3. Григорьянц А.Г., Мисюров А.И., Шиганов И.Н. и др. Исследование пористости покрытий из кобальтовых и никелевых сплавов, наплавленных лазерным излучением // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. “Машиностроение”. 2012 №2 -С. 165-173.
4. Бирюков В.П. Промышленное применение CO_2 лазеров для наплавки, упрочнения и точного раскроя листового материала. //Тяжелое машиностроение. 2006.- №4.- С.25-28.

СТРУКТУРНОЕ ИЗМЕЛЬЧЕНИЕ И СВЕРХПРОВОДЯЩЕЕ СОСТОЯНИЕ В СПЛАВЕ Nb-47вес.%Ti, ПОДВЕРГНУТОМ ПРОКАТКЕ С ИМПУЛЬСНЫМ ТОКОМ

STRUCTURAL REFINEMENT AND SUPERCONDUCTING STATE IN THE Nb-47w.%Ti ALLOY, SUBJECTED TO THE ROLLING WITH PULSE CURRENT

А.В. Фролова – м.н.с., **В.В. Столяров** – д.т.н., г.н.с.
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

Abstract. The influence of strain and pulse current on the structure and critical current density of superconductor Nb-47wt.% Ti alloy by rolling has been investigated.

Сверхпроводник из сплава NbTi традиционно изготавливается путем сборки многоволоконной заготовки из одножильных проводов и дальнейшей многоциклической деформации – прессование, прокатка, волочение. Сверхпроводящее состояние обеспечивается низкотемпературным старением между циклами [1,2]. При этом формируется наноструктура с равномерным распределением высокодисперсных выделений фазы α-Ti в сверхпроводящей матрице, за счет чего достигается высокая плотность критического тока, необходимая для возникновения сверхпроводимости в проводах [2,3].

В последние годы интерес исследователей вызывает применение метода интенсивной пластической деформации в сочетании с током [5,6]. Этот метод позволяет не только стимулировать деформируемость сплавов, но и существенно влиять на их функциональные свойства – память формы, трибологические характеристики, сверхупругость [4,5,6,7].

В этой связи представляет интерес роль тока в формировании сверхпроводящего состояния в сплавах типа NbTi.

Цель данной работы заключалась в исследовании совместного влияния деформации и импульсного тока на структуру и основную характеристику сверхпроводящего состояния - критическую плотность тока - в сверхпроводящем сплаве Nb-47вес.%Ti.

Исследования проводились на одножильных, промежуточного размера прутках Ø9x120 мм, состоящих в сердцевине из сплава Nb-47вес.%Ti, стабилизирующей медной матрицы и диффузионного барьера из ниобия (рис.1). Одножильные провода являются базой для создания многоволоконного конечного сверхпроводника, и для понимания особенностей данного материала именно одножильные образцы подверглись исследованию в первую очередь.

Прокатка с импульсным током осуществлялась на установке, состоящей из прокатного стана, валки которого имеют калибры размером от 1 до 7 мм, генератора импульсного тока и осциллографа. Прокатка проводилась при комнатной температуре с постоянной скоростью 50 мм/с, в ступенчатом режиме при регулируемом разовом обжатии по диаметру 50 и 100 мкм. Плотность тока составляла j=100 5 А/мм^2, длительность импульса $\tau=120\cdot10^{-6}$ с, а частота 1000 Гц. Истинная деформация $e = \ln d^2_0 / d^2$ (d_0, d - диаметр прутка до и после прокатки) после прокатки составляла 0,5; 0,8; 2,2; 4,4.

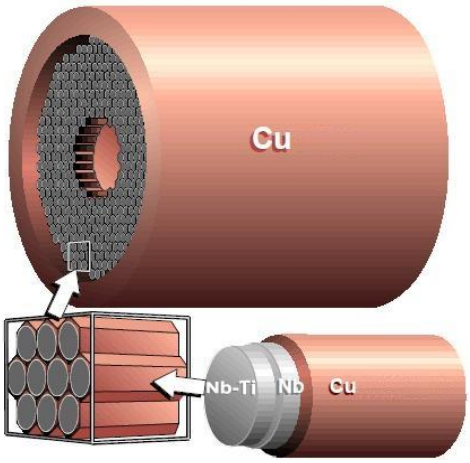


Рис.1 Схематическое изображение композиционной одножильной и многожильной заготовки [8]

Исследования методами оптической и электронной микроскопии проводились на световом микроскопе Axiovert 40 MAT и электронном микроскопе JEM – 2100 с ускоряющим напряжением 200 кВ в светлом и темном полях для образцов в поперечном сечении прутка в исходном состоянии, в состоянии после прокатки с током, а также после прокатки с током и последующего отжига. Образцы отжигались в муфельной печи при температуре 400^{o}C и времени выдержки 1 час с последующим охлаждением в печи [2].

Основной критический параметр сверхпроводников - критическая плотность тока Jc - рассчитывался через измеренные значения критического тока Ic исследуемого образца. Критический ток определялся по вольт-амперной характеристике (ВАХ) проволочного сверхпроводника. Для измерения ВАХ через образец сверхпроводника пропускали постоянный ток и измеряется напряжение на отрезке образца. Измеряли вольт-амперную характеристику при магнитной индукции 1, 3 и 5 Тл. Образцы для измерений вольт-амперной характеристики представляли собой провод сечением 1 мм^2 и длиной 2 м, полученный методом прокатки с импульсным током и последующим конечным отжигом для снятия напряжений при температуре 250^{o} в течении 15 минут. Расчет критической плотности тока осуществлялся по формуле (1):

$$Jc = \frac{Ic}{S}\ , \qquad (1)$$

где Ic – критический ток, А; S – площадь сечения образца, см^2.

Поскольку электрическое сопротивление возрастает с увеличением деформации, то электропроводность материала должна падать. Однако, как показали исследования, прокатка с импульсным током не только не снижает электропроводящие свойства, но даже улучшает их.

Сравнительный эксперимент показал, что при прокатке без тока и с током образцы хорошо деформируются без растрескивания, и в обоих случаях материал без затруднений катался до деформации e = 4,4. Однако введение тока при прокатке позволило увеличить степень обжатия при единичном проходе с 50 до 100 мкм, что свидетельствует о некотором технологическом преимуществе данного метода. Таким образом, в результате применения импульсного тока деформируемость при единичном обжатии увеличивается.

В процессе прокатки происходит деформационное упрочнение сплава, степень которого при прокатке с током выше, чем при холодной прокатке [8].

Анализ оптических изображений микроструктуры, представленных на рис.2 (а, б), показывает, что толщина поверхностного и барьерного слоя уменьшается, соответственно, с 1000 мкм до 250 мкм и с 100 мкм до 30 мкм. Микроструктура NbTi зоны в исходном состоянии характеризуется зернами размером 4-6 мкм (рис.2,в). После деформации с импульсным током вид микроструктуры NbTi части образца (рис.2,г) позволяет судить о

двухфазном характере сплава, состоящем из дифрагирующей, более темной области β-NbTi матрицы и выделений α-Ti в виде тонких светло-серых лент толщиной 0,5 мкм [9].

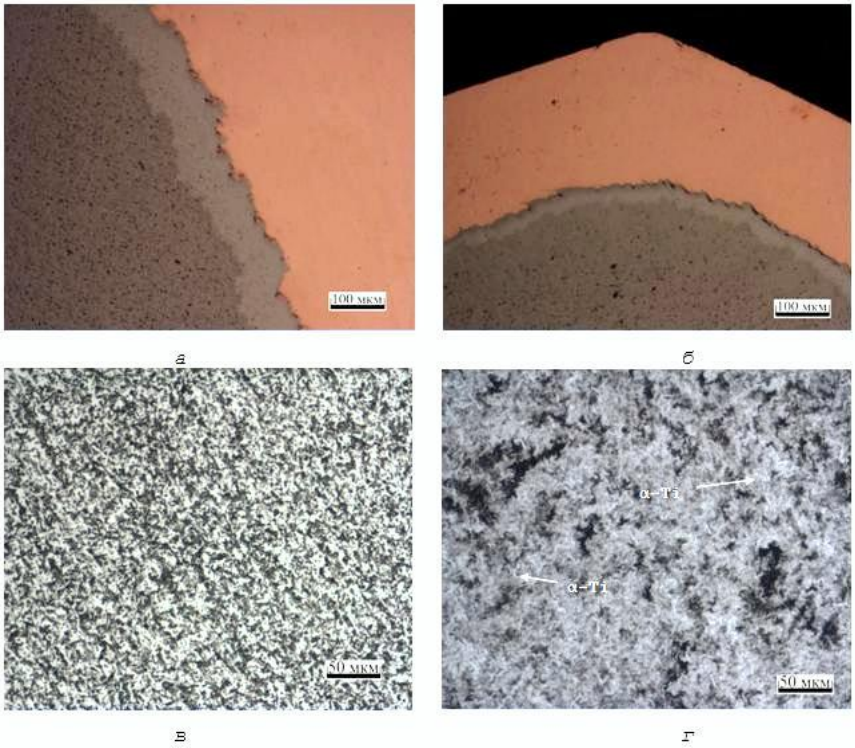
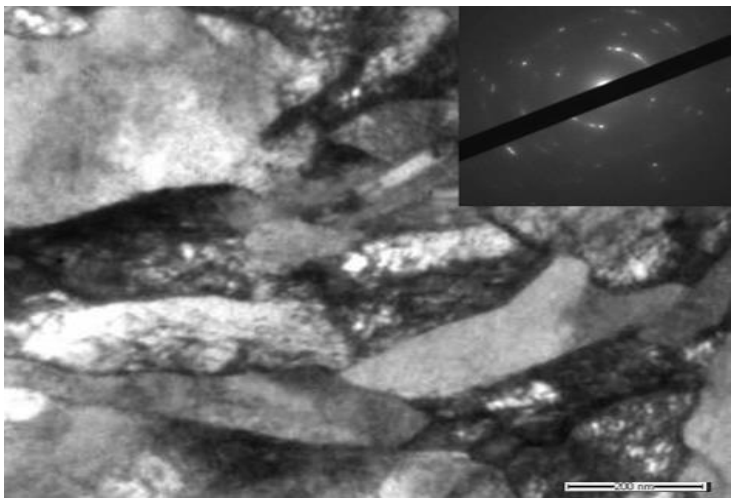


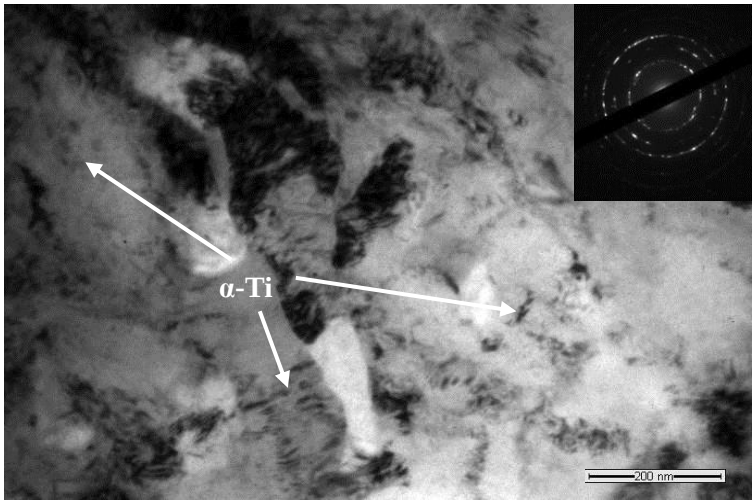
Рис.2 Оптическое изображение микроструктуры образцов в поперечном сечении: а) исходное состояние, до травления, e=0; б) после прокатки с током, до травления, e=2,2; в) исходное состояние NbTi сердцевины, e=0; г) NbTi сердцевина после прокатки с током, e=2,2

В связи с малым размером зерен в деформированном состоянии, их измеряли методом просвечивающей электронной микроскопии до и после отжига (при T=400^{o}). На рис.3(а) можно наблюдать ультрамелкозернистую структуру. Размеры отдельных бета зерен приближаются к 100-200 нм. Встречающиеся крупные зерна являются следствием их рекристаллизации и роста. Вид электронограмм является промежуточным между видами, которые соответствуют крупнозернистой и наноструктуре. Постдеформационный отжиг при 400^{o}, (рис.3,б) приводит к более однородной и измельченной структуре, в которой размер зерен основной фазы составляет менее 100 нм. Отмечается кольцевой характер электронограммы, вид которой характерен для нанокристаллической структуры. Предполагается, что множество наноструктурных выделений соответствует фазе α-Ti [2,10]. Темнопольное изображение структуры (рис.3,в) этого же участка в рефлексе фазы α-Ti позволяет более точно определить размер и объемную долю данной фазы, которые соответственно составляют 1-4 нм и менее 10%.

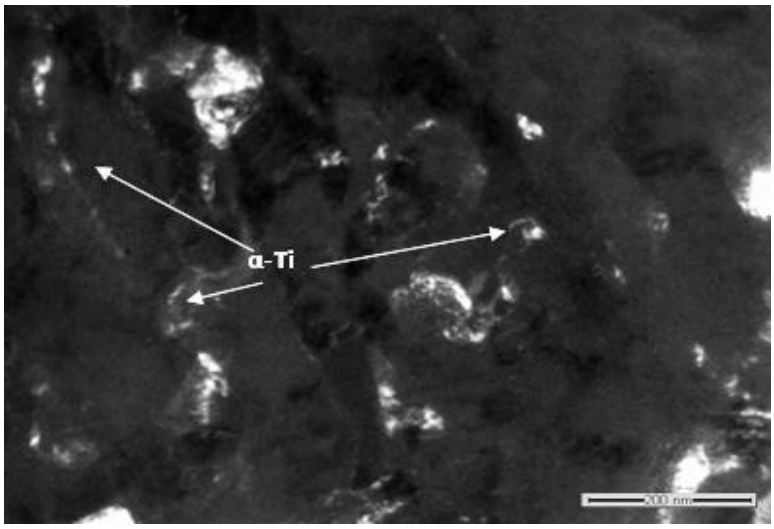
Для определения сверхпроводящих свойств в композиционном материале были выполнены измерения Ic и вычисления Jc по вольт-амперной характеристике, представленные в таблице 1.



а



б



в

Рис. 3 Электронно-микроскопическое изображение микроструктуры сплава Nb - 47масс.% Ti: а) после прокатки с током без отжига, e = 2,2 (светлое поле); б) после прокатки с током и отжига при 400^{o}, e = 2,2 (светлое поле); в) после прокатки с током и отжига при 400^{o}, e = 2,2 (темное поле в рефлексе фазы α-Ti)

Таблица 2. Результаты измерения Ic и определения Jc

Индукция магнитного поля B, Тл	Ic, A	Jc, A/см^2
1	265	26500
3	147	14700
5	87	8700

Из расчетов следует, что в магнитном поле 5 Т, которое наиболее близко к полям массового применения NbTi сверхпроводников, значение плотности тока составляет $8{,}7\times10^3$ А/см^2, что на порядок ниже, чем в многоволоконном сверхпроводнике ($3\text{-}8\times10^4$ А/см^2) [1,2]. Однако, результаты проведенного исследования свидетельствуют о возможности применения прокатки с током для получения сверхпроводящей проволоки из композита Cu-Nb-NbTi. Величина критической плотности тока в испытуемых образцах подтверждает наличие токонесущей способности, присутствие выделений альфа-фазы и, соответственно, сверхпроводящих свойств в исследованном материале. Оптимизация режимов обработки, направленных на увеличение объемной доли α-фазы, может существенно повысить сверхпроводящие свойства.

Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 13-08-12222

ЛИТЕРАТУРА

1. Потанина Л.В. Исследование качества двойных NbTi и тройных NbTiTa сплавов и разработка сверхпроводников на их основе для различных технических применений: Автореф. дисс. канд-та тех. наук / Всероссийский научно-исследовательский институт неорганических материалов им. академика А.А.Бочвара. – М., 2006. – 175 с.
2. Chernyi O.V., Andrievskaya N.F., Ilicheva V.O. et al. The microstructure and critical current density of Nb-48 wt.%Ti superconductor with very high alpha-Ti precipitate volume and very high critical current // AIP Conf. Proc. – 2002. – Vol.48. – P. 883-890.
3. Ксенофонтов В.А., Лазарева М.Б., Мазилова Т.И. и др. Локальное распределение элементов в β-фазе сверхпроводящего сплава ниобий-титан // Физика низких температур. № 11, т.34. – 2008. – С.1127-1130.
4. Столяров В.В. Трибологическое поведение наноструктурных материалов // Наноинженерия. №7. – 2013. – С. 26-30.
5. Потапова А.А., Столяров В.В. Структурные изменения при электропластической прокатке и отжиге в прутке сплава TiNi // Известия ВУЗов. Черная металлургия. №10. – 2010. - С. 68-71.
6. Федоткин А.А., Столяров В.В. Особенности деформационного поведения наноструктурных титановых сплавов при растяжении под действием импульсного тока // Машиностроение и инженерное образование. №1. – 2012. - С.28-35.
7. Потапова А.А., Столяров В.В. Влияние исходного фазового состава на деформируемость, микротвердость и структуру сплава TiNi в процессе электропластической прокатки // Перспективные материалы. № 2. – 2013. – С.74-78.
8. Фролова А.В., Столяров В.В. Влияние импульсного тока на структуру и свойства сверхпроводника из сплава NbTi при прокатке // Вестник Тамбовского государственного университета. Серия: Естественные и технические науки. Т.18. №4. 2013. - С.1723-1724
9. Lee P. J., Larbalestier D.C. Niobium-Titanium Superconducting Wires: Nanostructures by Extrusion and Wire Drawing // Invited presentation at Interwire. 2001. P. 1-8.
10.J. Somerkoski, C. Fiamozzi, Zignani Metallurgical Processes in NbTi Filaments as a Function of Isothermal Annealing Time // Physics Procedia. 2012. V.36. P.1516-1521.

ВОПРОСЫ НЕЙРОННОГО АНАЛИЗА И СИНТЕЗА НОМЕНКЛАТУРЫ В МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩЕЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

NEURAL ANALYSIS AND SYNTHESIS QUESTIONS OF THE NOMENCLATURE IN THE METALWORKING

И.А.Хворов[1] – магистрант, **В.М.Давыдов**[1] – д.т.н., профессор
В.П.Подрезов[2] – ведущий инженер
[1]ФГБОУ ВПО Тихоокеанский государственный завод
[2]ОАО «Хабаровский судостроительный завод»

Abstract. The article deals with the application of neural technologies for the example of cluster analysis of the nomenclature for further processing at flexible manufacturing system (FMS). The features for clustering components in a mechanical production are presented. The paper is showing positive experience of using neural network technology in the Russian shipbuilding.

В феврале 2013 года на ОАО «Хабаровский судостроительный завод» был внедрён гибкий производственный модуль (ГПМ) на базе механосборочного цеха №2. Согласно программе модернизации, на базе этого модуля было принято решение опробовать кластерный подход для группировки деталей и обеспечения максимальной эффективности загрузки оборудования.

ХСЗ совместно с кафедрой «Технологической информатики и информационных систем» ТОГУ поставили перед собой цель разработать систему кластерного анализа оптимальной последовательности выбора деталей для обработки на ГПМ, в целях оптимизации работы технолога цеха на подготовительном этапе производства. В обязанности цехового технолога входит: подготовка номенклатуры изделий для модуля, выбор последовательности обработки номенклатуры и разработка технологического маршрута.

Главное назначение кластерного анализа – разбиение множества исследуемых объектов и признаков на однородные в соответствующем понимании группы или кластеры. Это означает, что решается задача классификации данных и выявления соответствующей структуры в ней. Общим для всех исследований, использующих кластерный анализ, являются пять основных процедур:

1) отбор выборки для кластеризации;

2) определение множества признаков, по которым будут оцениваться объекты в выборке;

3) вычисление значений той или иной меры сходства между объектами;

4) применение метода кластерного анализа для создания групп исходных данных;

5) проверка достоверности результатов кластерного решения.

Каждый из перечисленных шагов играет существенную роль при использовании кластерного анализа в прикладном анализе данных. При этом шаги 1,2 и 5 целиком зависят от решаемой задачи и должны определяться пользователем. Шаги 3 и 4 выполняются программой кластерного анализа. [1]

На первом этапе была разработана пополняемая библиотека деталей, подходящих по своим характеристикам для обработки. Был проработан цеховой плановый триместр. Вся номенклатура была рассортирована и упорядочена.

На следующем этапе для каждой детали была создана 3D модель в универсальном формате STEP и разработан технологический маршрут. Были добавлены габариты и материал заготовок. Так же эти данные в дальнейшем помогут рабочим в написании G-кода по модели, в применяемых на предприятии CAM-системах. Вся информация была оформлена в приложение, для простоты дальнейшей работы с ней. На рисунке 1 можно увидеть общий перечень (слева) и информацию по конкретной детали (справа).

Рис.1. Интерфейс разрабатываемого приложения

В мелкосерийном производстве при обработке деталей на данном оборудовании, огромную роль играет эффективная очерёдность обработки деталей. Она выбирается на основе ряда факторов, которые анализируются технологом. К критериям такого анализа относятся: количество обрабатываемых деталей в партии; наличие предустановленной оснастки и её общее количество, необходимое по технологической карте; габарит и материал заготовки.

На третьем этапе именно эти критерии отбора и послужат основой для классификации библиотеки. На рисунке 2 можно увидеть условное обозначение всей базы данных на 3D графике. По оси абсцисс количество деталей, которых необходимо изготовить по плану. По оси ординат материал заготовки по прочности, согласно ГОСТ1759-70. По оси аппликат – габариты прутка. Диаметр объекта зависит от количества используемой оснастки (занимаемых слотов в револьверной головке).

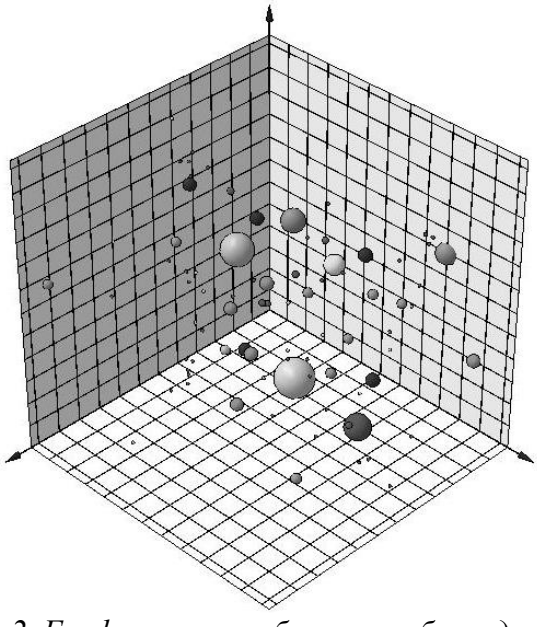


Рис.2. Графическое изображение базы данных

Также цветовая гамма объекта является характеристикой важности изготовления детали в производственном процессе. В отсутствии возможности показа цвета в чёрно-белой статье, цвета были заменены градиентом серого. Так, например, если по всем параметрам деталь должна обрабатываться последней в очереди номенклатуры, но без её скорейшего изготовления может остановиться работа других подразделений предприятия, то она должна быть изготовлена раньше.

Каждую деталь можно описать некоторым набором признаков $\{x^p\}$. Множество $\{x^p\} = \{p = 1,2, \ldots n\}$ представляет собой ряд признаков, по которым классифицируются объекты некоторого множества Y. При этом число признаков n стремится к бесконечности, но реально постоянно ограниченно. Если нам известны все элементы множества P, то выбрать наиболее значимые в некотором смысле из них можно в процессе обучения нейронной сети. Для каждого нового объекта мы должны сделать две вещи: 1) найти класс, к которому он принадлежит; 2) использовать новую информацию, полученную об этом объекте, для исправления (коррекции) правил классификации.

Так как число классов m заранее определено, то задачу классификации можно поставить следующим образом. Пусть $\{x^p\}$ - векторы значений признаков для рассматриваемых объектов и в пространстве таких векторов определена мера их близости $\rho(x, y)$.

Для определенности примем, что чем ближе объекты, тем меньше ρ. С каждым классом будем связывать его типичный объект. Далее называем его ядром класса. Требуется определить набор из m ядер $y^*, y^*, \ldots, y^m$ и разбиение $\{x^p\}$ на классы:

$$\{x^p\} = Y_1 \cup Y_2 \cup \ldots \cup Y_m, \quad (1)$$

минимизирующее следующий критерий:

$$Q = \sum_{i=1}^{m} \left(\sum_{x^p \in Y_i} \rho(x^p, y^i) \right) \to \min. \quad (2)$$

Минимум Q берется по всем возможным положениям ядер y^i и всем $\{x^p\}$ на m классов Y_i. [3]

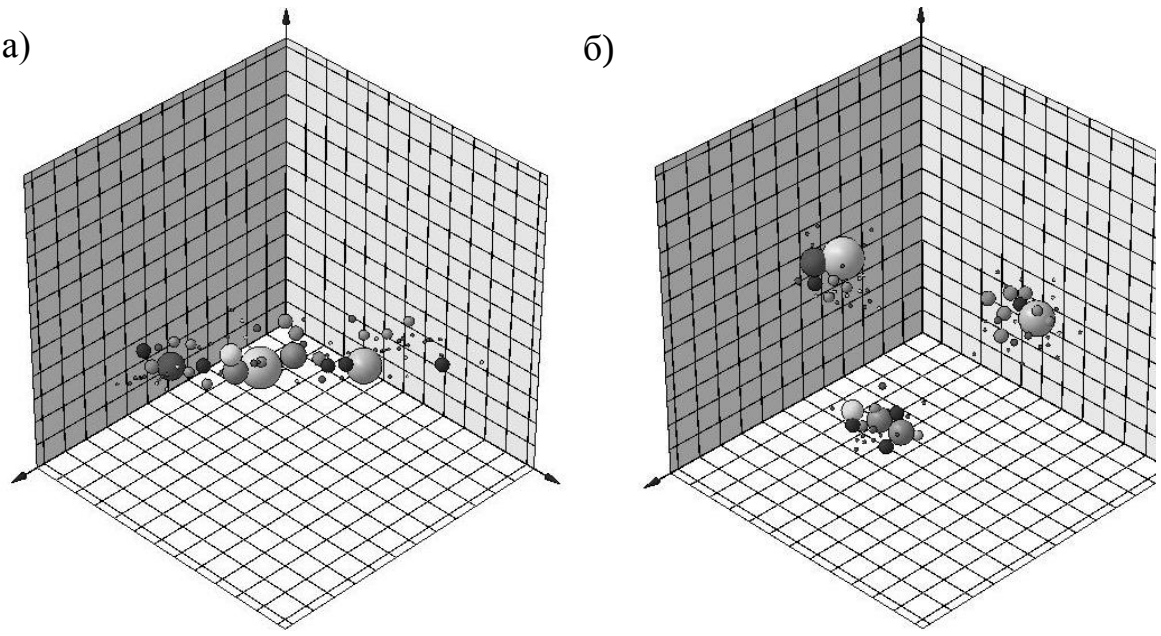


Рис.3 – Графическое изображение созданных групп исходных данных: а) неудовлетворительное решение; б) удовлетворительное решение

В зависимости от метода и параметров кластеризации можно получить модель без

контрастирования классов как на рисунке 3а. Данная модель не решает поставленных задач. Оптимальным для нас будет получение 3 кластеров триместра (рисунок 3б), каждый из которых будет делиться вплоть до получения единичных значений. Изготавливая каждую единицу иерархической модели снизу вверх, как показано на рисунке 4, возможно максимально сократить время на переналадку оборудования.

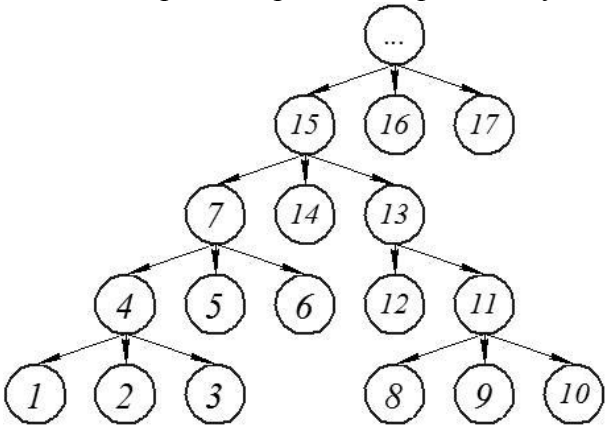


Рис.4 – Оптимизированная иерархия изготовления деталей из обработанной базы данных

Существует альтернатива использованию кластерного анализа в данной задаче – применение нейронных сетей [2]. В этом случае алгоритм получения группировок деталей не отражается в явной форме и не дает представления о внутренней логике методики анализа. Существенным недостатком является и отсутствие методов анализа корректности получаемой при этом модели и потребность в переходе для этого к вербализованному описанию модели (ограничиваясь в таком случае небольшими сетями).

Однако, преимущество предложенного метода в том, что процедура и результаты кластерного анализа просты в понимании, наглядны и выразительны. И они позволяют перейти от профессионально-интуитивных методов анализа выборки деталей к использованию строгого математического алгоритма анализа всей номенклатуры обрабатываемых деталей. Предлагаемый подход позволяет перейти к созданию нейронных моделей анализа и синтеза номенклатуры обрабатываемых деталей в производственной системе.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мандель А.Д., Миркин Б.Г. Кластерный анализ и смежные вопросы. Краткий обзор направлений // Автоматика. 1987. № 2.

2. Давыдов В.М., Кабалдин Ю.Г., Концептуальное проектирование мехатронных модулей механообработки. Владивосток: Дальнаука, 2003. С. 48-58.

3. Шадрина Г.В., Теория экономического анализа: учебно-методический комплекс. М.: Изд. Центр ЕАОИ, 2010. С. 60-63.

ИЗМЕНЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАНОСИСТЕМ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ТЕМПЕРАТУРЫ

MODIFIED NANO-MECHANICAL CHARACTERISTICS UNDER THE INFLUENCE OF TEMPERATURE

А.Э. Хордиков – студ., **О.А. Дощечкина** – студ., **А.Л. Суменков** – к.т.н., доц.
Новомосковский институт (филиал) РХТУ им. Д.И. Менделеева,
Новомосковск Тульской области

Abstract. Intensive growth of scientific research in the field of nanomaterials and nanotechnology development is due to the fact that nanomaterials exhibit unique properties. On the basis of the use of nanomaterials and nanotechnology achieved impressive results in engineering, biology, medicine, optics, microelectronics, etc.

In this paper we studied the effect of temperature on the mechanical properties of nanosystems.

Методы нанотехнологии позволяют получить принципиально новые устройства и материалы с характеристиками, значительно превосходящими их современный уровень, что весьма важно для интенсивного развития многих областей техники, биотехнологии, медицины, охраны окружающей среды, обороны и т.д. [1]. Благодаря своим уникальным свойствам наноматериалы занимают ведущее положение в современном материаловедении.

Порошковые композиции являются основой для получения большинства современных материалов. В последние годы наблюдается повышенный интерес исследователей к изучению материалов из наномодифицированных порошков. Это обусловлено как необходимостью расширения существующих представлений о строении и свойствах данных материалов, так и потребностями в материалах с особыми, часто повышенными эксплуатационными характеристиками. Улучшение свойств традиционных материалов за счет модификации их структуры в нанодисперсном диапазоне приводит к улучшению их основных эксплуатационных характеристик (повышение прочности, понижение теплоты испарения, энергии ионизации, изменение технологических характеристик, таких как текучесть водных суспензий, пластичность и др.). Это открывает широкий диапазон применения наномодифицированных порошков в области создания новых технологий получения материалов с улучшенными свойствами. Особый интерес к нанопорошкам связан с их применением в качестве исходного сырья при производстве керамических, металлокерамических и композиционных материалов [2]. Однако информация о процессах транспортирования, уплотнения, дозирования, прессования таких порошков в научно-технической литературе весьма отрывочна или совершенно отсутствует. То же самое можно сказать и о структурно-механических характеристиках наносистем (коэффициентах внутреннего и внешнего трения, аутогезии), определяющих качество проведения этих процессов.

В данной работе изучалось воздействие температуры на механические характеристики наносистем.

Объектами исследования являлись ультрадисперсные порошки оксидно-нитридного состава со средним размером частиц от 0,10 до 2,0 мкм. Порошки были синтезированы плазмохимическим способом и имели сферическую форму частиц. Гранулометрический состав порошков определяли на основе электронно-микроскопических исследований и сравнивали с величиной удельной поверхности, измеренной по методу БЭТ.

При проведении исследований, связанных с определением аутогезии наносистем, использовали метод отрыва пластины со слоем порошка от порошкового тела, а при определении коэффициентов внутреннего и внешнего трения - приборы плоскостного сдвига и известную методику, описанную, в частности, в работе [3]. Влияние температуры

на механические характеристики определяли на специальных установках, снабженных электронагревателями, в которые помещали сдвиговый и разрывной приборы. Усилие фиксировалось чувствительным тензометрическим элементом, вынесенным за пределы зоны влияния повышенной температуры.

В результате проведенных экспериментов было выяснено, что прочность ультрадисперсных порошков со сферическими частицами при разрыве (аутогезия) растет с увеличением их температуры, причем зависимости $\sigma_{отр} = f(T)$ имеют выраженный минимум при $T \approx 400К$ (рис. 1), наличие которого, видимо, можно объяснить испарением капиллярной влаги из порошка (кривые 1 и 4). Это предположение было подтверждено дополнительными исследованиями, позволившими установить зависимость влагосодержания нанопорошков от температуры с ярко выраженным минимумом как раз в районе значения температуры $T \approx 400К$.

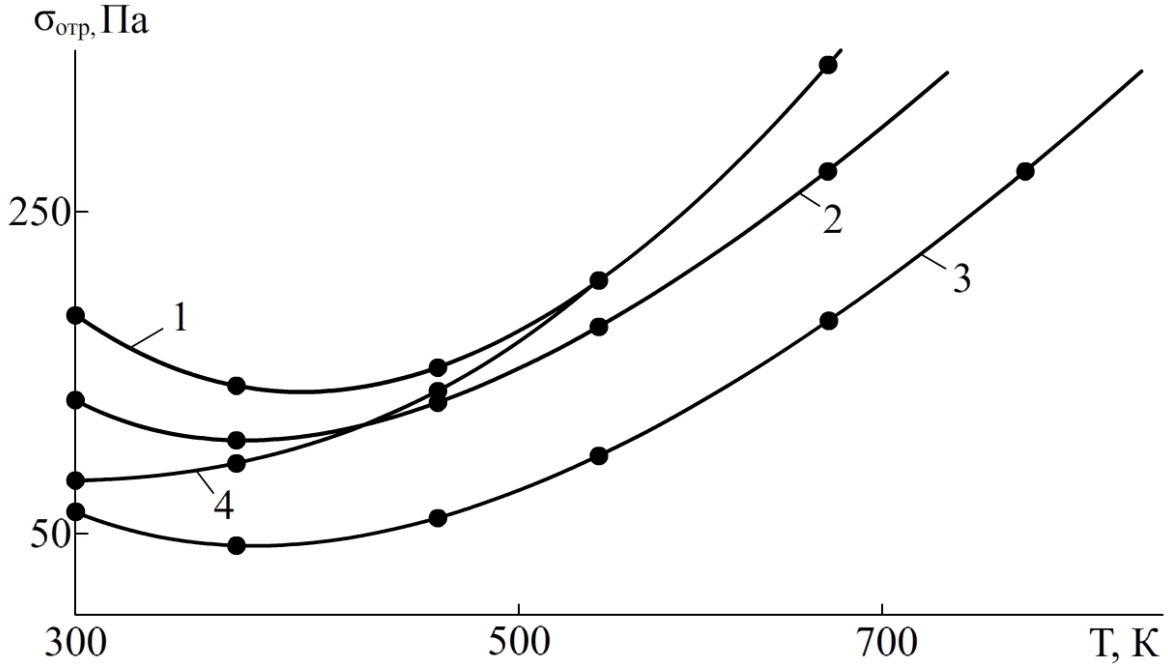


Рис. 1. Аутогезионная прочность нанопорошков TiO_2 в зависимости от температуры: σ_n=2,4 кПа, $d_{ср}$=0,25 мкм (1, 4); 0,4 мкм (2) и 0,95 мкм (3); 4 - порошок предварительно прокален в течение 1 ч при 850 К

По результатам сдвиговых испытаний каждого порошка были построены линии предела текучести при разных температурах. Зависимость предельного сопротивления сдвигу τ от нормального напряжения сжатия σ_n является важнейшей характеристикой порошков. Графически зависимость $\tau = f(\sigma_n)$ отражается линиями предела текучести (линиями сдвига). Они являются прямыми для несвязных порошков и выпуклыми вверх кривыми – для связных порошков, т.е. обладающих значительной аутогезией. Тангенс угла наклона линии $\tau = f(\sigma_n)$ к оси абсцисс является коэффициентом внутреннего трения f порошка. В работе определялись температурные зависимости и величин предельного сопротивления сдвигу, и величин коэффициентов внутреннего трения наносистем [4].

Как выяснилось в результате проведенных исследований, предельное сопротивление сдвигу нанопорошков со сферическими частицами, как и аутогезия, растет с увеличением температуры. Необходимо обратить внимание на тот факт, что температурная зависимость носит экстремальный характер (с минимумом при $T \approx 400К$). Наличие минимума также, по–видимому, можно объяснить испарением капиллярной влаги (рис. 2).

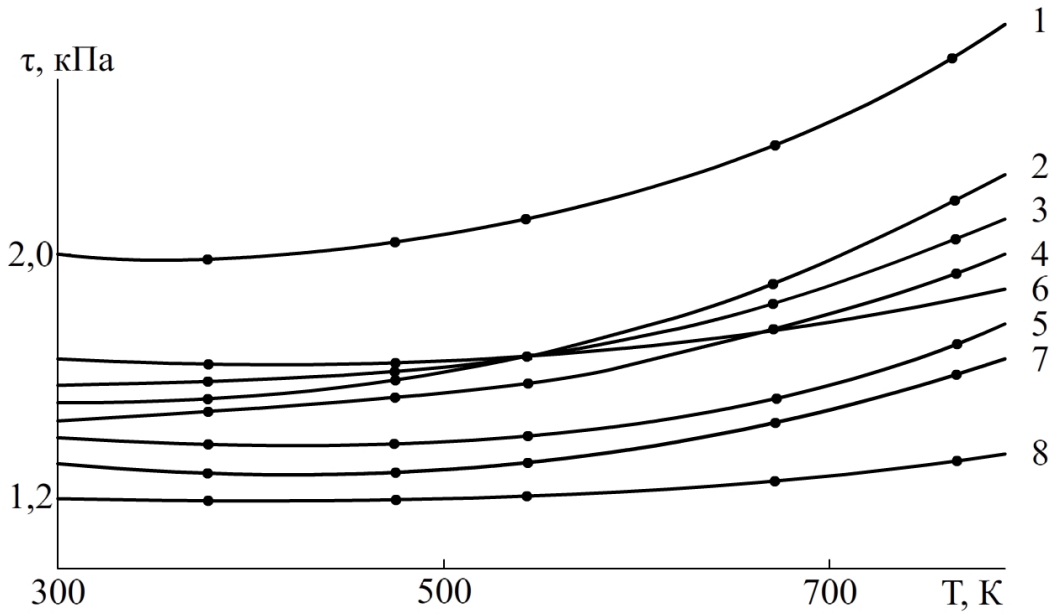


Рис. 2. Зависимость предельного сопротивления сдвигу наносистем: WO_3 (1), AlN (2), TiO_2 (3), ZrO_2 (4), MoO_3 (5), Si_3N_4 (6), V_2O_5 (7) и Al_2O_3 (8); $d_{ср}$ = 0,59 мкм (1); 0,10 мкм (2); 0,40 мкм (3); 2,3 мкм (4); 2,0 мкм (5); 0,14 мкм (6); 0,83 мкм (7) и 0,32 мкм (8)

Было выяснено, что величины коэффициентов внутреннего трения порошков при нагревании меняются незначительно, характер зависимости τ = f (T) для разных материалов определяется их природой.

Выполненные эксперименты подтвердили возможность изменения механических характеристик ультрадисперсных порошков (аутогезии, коэффициентов внутреннего и внешнего трения) в необходимых пределах с целью эффективного проведения механических процессов с участием наносистем.

Таким образом, появляется возможность получать ультрадисперсные порошки с заранее заданными структурно-механическими характеристиками, открываются перспективы оптимизации процессов синтеза и дальнейшего использования наносистем в различных отраслях промышленности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Андриевский Р.А. Наноструктурные материалы / Р.А. Андриевский, А.В. Рагуля. – М.: Изд. центр «Академия», 2005. – 192 с.

2. Гариханова Д.Д. Керамические материалы из наномодифицированных порошковых смесей / Д.Д. Гариханова, Г.Р. Давлетгареева, И.А. Женжурист // Материалы II Международной заочной научной конференции для молодых ученых, студентов и школьников «Наноматериалы и нанотехнологии: проблемы и перспективы»: электронное научн. издание. – ФГУП НТЦ «Информрегистр», Депозитарий электронных изданий, 2013. – 515 с.

3. Андрианов Е.И. Методы определения структурно-механических характеристик порошкообразных материалов / Е.И. Андрианов. – М.: Химия, 1982. – 256 с.

4. Зимин А.И. Определение структурно-механических свойств наносистем оксидно-нитридного состава / А.И. Зимин, А.Л. Суменков, В.В. Асеев // Строительные материалы, оборудование, технологии XXI века. – 2012. - № 11 (166). – С. 29-31.

ВИБРОЗАЩИТНЫЕ СВОЙСТВА ПНЕВМАТИЧЕСКИХ РЕССОР С ИНЕРЦИОННЫМИ ДЕМПФИРУЮЩИМИ УСТРОЙСТВАМИ

VIBROPROTECTIVE PROPERTIES OF AIR SPRINGS WITH INERTIAL DAMPING DEVICES

Д.А. Чумаков – магистрант, **А.В. Поздеев** – к.т.н., ст. преп.
В.И. Карлов – к.т.н., доц.
Волгоградский государственный технический университет (ВолгГТУ)

Abstract. The article is devoted to the theoretical study of vibroprotective properties of vehicles' air springs with different inertial damping devices driving on the harmonic profile. Mathematical models of air springs and the results of their calculations in the form of amplitude-frequency characteristics of the sprung mass displacements and accelerations are also submitted. Rational suspension settings and optimal parameters of damping are selected.

Повышение виброзащитных свойств систем подрессоривания автотранспортных средств (атс) является в настоящее время одной из важнейших задач современного автомобилестроения. Большинство подвесок отечественных и зарубежных автомобилей представляют собой классическую пассивную систему подрессоривания, состоящую из упругого и демпфирующего элементов, характеристики которых не регулируются. Известные зарубежные регулируемые системы подрессоривания не обеспечивают заметных преимуществ перед пассивными подвесками, поскольку в большинстве своем они представляют собой те же подвески, только с набором ступенчато переключаемых характеристик, например в режимах «комфорт» или «спорт», которые не всегда могут обеспечить оптимальную виброзащиту атс при различных режимах колебаний.

В настоящее время для каждого класса транспортных средств параметры упругого и демпфирующего элементов оптимизированы и подобраны для конкретной модели автомобиля. Однако, несмотря на это виброзащитные свойства не удовлетворяют действующим нормам плавности хода. Дальнейшего повышения виброзащитных свойств атс путем оптимизации параметров традиционных пассивных подвесок добиться невозможно.

Поэтому необходимо искать другие пути решения данной проблемы, одним из которых является применение новых, нестандартных структур пневматических упругих элементов с динамическими демпфирующими устройствами – инерционно-фрикционными амортизаторами колебаний кузова [1] и динамическими гасителями колебаний колес, которые при оптимальной настройке параметров колебательной системы обеспечивают высокий уровень гашения колебаний линейной подвески в транспортном диапазоне частот от 0,7 Гц до 22,4 Гц. Данные демпфирующие устройства являются новейшими разработками ВолгГТУ. В настоящее время эти перспективные системы нашли свое применение на отдельных моделях автомобиля ГАЗель (ГАЗ-3221), которые можно встретить пока только на дорогах Волгоградской области.

Однако влияние динамических инерционно-фрикционных элементов на свойства нелинейной пневматической подвески в настоящее время недостаточно изучено [2, 3]. Поэтому исследование виброзащитных свойств пневматической подвески с инерционно-фрикционными элементами является актуальной задачей и представляет научный интерес.

Перспективным направлением повышения виброзащитных свойств пневматических рессор (ПР) является применение встроенных инерционных демпфирующих устройств (ИДУ), которые можно легко разместить в рабочей полости резинокордной оболочки и в полости полого поршня. Наиболее значимые результаты в этой области были получены учеными Омского ГТУ Аверьяновым Г.С. и Хамитовым Р.Н. (патенты РФ №2424124-№2424128, №2424455, №2424456). Однако предлагаемые ими конструкции ПР с ИДУ относятся к активным системам виброзащиты

электромеханического типа, требуют подвода дополнительной электрической энергии и увеличения габаритов рессоры [4].

Поэтому необходимо искать новые варианты схем и разрабатывать более простые и надежные конструкции ПР с ИДУ, обеспечивающие рекуперацию энергии колебаний, эффективное регулирование характеристик и позволяющие снижать неупругое сопротивление в зонах неэффективной работы подвески АТС.

В связи с этим авторами были разработаны конструктивные и расчетные схемы, а также математические модели трех типов ИДУ, встроенных в пневморессору.

Первый тип ИДУ представляет собой инерционный элемент одностороннего действия, работающий только на ходе отбоя пневматической рессоры [5, 6]. Его упрощенная расчетная схема представлена на рис. 1. Достоинством данной ПР является то, что инерционный элемент полностью умещается в стакан поршня это позволяет устанавливать рессору в автомобиль, не снимая при этом резинокордной оболочки.

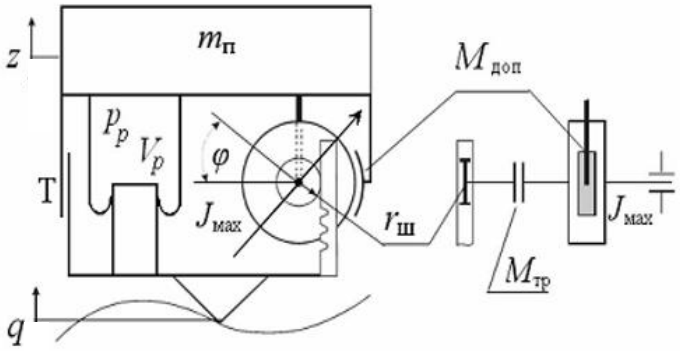


Рис.1. Расчетная схема ПР с ИДУ одностороннего действия:
$M_{тр}$ и $M_{доп}$ – основной и дополнительный моменты трения на маховике; J_{max} – момент инерции маховика; $r_ш$ – радиус шестерни; φ – угол поворота маховика; p_p и V_p – давление и объем рабочей полости; T – сухое трение РКО; z – перемещение подрессоренной массы; q – кинематическое возмущение; $m_п$ – подрессоренная масса

Для выявления оптимального соотношения между моментами основной и дополнительной муфт инерционного амортизатора была составлена и исследована одноопорная нелинейная двухмассовая модель динамики пневморессоры с учетом одностороннего действия инерционного амортизатора:

$$\begin{cases} m_п \cdot \ddot{z} - \left(p_р - p_{атм}\right) \cdot F_э + m_п \cdot g + T\,\mathrm{sgn}(\dot{z} - \dot{q}) + \\ \qquad + \dfrac{M_{тр}}{r_ш}\,\mathrm{sgn}\left(\dfrac{\dot{z} - \dot{q}}{r_ш} - \dot{\varphi}\right) = 0, \quad \text{где} \quad M_{тр} = \begin{cases} M_{тр0}, \text{ если } \left(\dfrac{\dot{z} - \dot{q}}{r_ш} - \dot{\varphi}\right) > 0, \\ 0, \text{ если } \left(\dfrac{\dot{z} - \dot{q}}{r_ш} - \dot{\varphi}\right) \le 0. \end{cases} \\ J_{мах} \cdot \ddot{\varphi} - M_{тр}\,\mathrm{sgn}\left(\dfrac{\dot{z} - \dot{q}}{r_ш} - \dot{\varphi}\right) - M_{доп}\,\mathrm{sgn}(-\dot{\varphi}) = 0. \end{cases} \tag{1}$$

где $V_{р.ст}$ – рабочий объем ПР при статическом положении; $p_{р.ст}$ – абсолютное давление в рабочем объеме ПР при статическом положении; $p_{атм}$ – атмосферное давление; $M_{тр0}$ – момент трения в муфте ($M_{тр0}$ = const); $F_э$ – эффективная площадь ПР ($F_э$ = const).

Упругая характеристика ПР определяется по формуле:

$$P_у = \left(p_р - p_{атм}\right) \cdot F_э = \left[\left(\frac{V_{р.ст}}{V_{р.ст} + F_э\left(z - q\right)}\right)^n \cdot p_{р.ст} - p_{атм}\right] \cdot F_э \tag{2}$$

Второй тип ИДУ образует релаксационную ПР, поскольку нагрузка на инерционный элемент передается через давление воздуха в рабочей полости ПР. Применение релаксационной подвески, в которой размещен дополнительный упругий элемент, включенный последовательно с амортизатором, позволяет уменьшить силы, передаваемые на кузов амортизатором, и снизить потери энергии в подвеске [7, 8].

Расчетная линейная схема замещения такой подвески представлена на рис. 2.

Колебания такой системы описываются следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} M\ddot{z} + c_1(z-\varsigma) + c_2(z-y) + T_1\,\mathrm{sgn}(\dot{z}-\dot{y}) = 0, \\ c_3(y-\varsigma) - c_2(z-y) + T_2\,\mathrm{sgn}(\dot{y}-\dot{\varsigma}) + k_д(\dot{y}-\dot{\varsigma}) + \dfrac{J_{max}}{r_ш^2}(\ddot{y}-\ddot{\varsigma}) = 0, \\ m\ddot{\varsigma} - c_1(z-\varsigma) - T_1\,\mathrm{sgn}(\dot{z}-\dot{y}) - c_3(y-\varsigma) - T_2\,\mathrm{sgn}(\dot{y}-\dot{\varsigma}) - k_д(\dot{y}-\dot{\varsigma}) - \\ -\dfrac{J_{max}}{r_ш^2}(\ddot{y}-\ddot{\varsigma}) + c_ш(\varsigma-q) + k_ш(\dot{\varsigma}-\dot{q}) = 0. \end{cases}, \qquad (3)$$

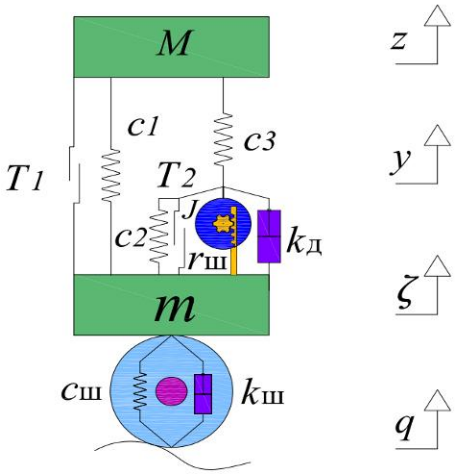


Рис. 2. Расчетная линейная схема замещения релаксационной ПР с ИДУ: J_{max} – момент инерции маховика; $r_ш$ – радиус шестерни реечной передачи; T_1 и T_2 – сухое трение; M – подрессоренная масса; m – неподрессоренная масса; c_1 и c_3 – составляющие жёсткости рессоры (основного упругого элемента); c_2 – жёсткость дополнительного упругого элемента; q – кинематическое возмущение; z – перемещение подрессоренной массы; ζ – перемещение неподрессоренной массы; y – перемещение точки соединения инерционного элемента и второй составляющей дополнительного упругого элемента; $c_ш$ – жесткость шины; $k_ш$ – коэффициент демпфирования шины; $k_д$ – коэффициент демпфирования дросселя

Третий тип ИДУ состоит из двух динамических инерционных элементов. Первым элементом является инерционный амортизатор, закрепленный классическим способом: верхняя часть к подрессоренной массе, а нижняя – к неподрессоренной массе. Вторым – является пружинный одномассовый динамический гаситель колебаний колес с сухим трением, полностью размещенный в поршне ПР.

На рис. 3 показана расчетная схема серийной пневматической рессоры с инерционно-фрикционным амортизатором и динамическим гасителем колебаний с сухим трением, математическая модель которой представляет собой одноопорную четырехмассовую колебательную систему. Уравнения динамики данной колебательной системы имеют следующий вид:

$$
\left.
\begin{aligned}
&M\ddot{z} + T\cdot \operatorname{sgn}(\dot{z}-\dot{\varsigma}) - \left[\left(\frac{V_{\text{р}}}{V_{\text{р}} - F_{\text{эф}}(z-\varsigma)}\right)^{n} p_{\text{р.ст.}} - p_{\text{атм}}\right] F_{\text{э}} + Mg + \frac{M_{\text{тр}}}{r_{\text{ш}}}\cdot \operatorname{sgn}\left(\frac{\dot{z}-\dot{\varsigma}}{r_{\text{ш}}} - \dot{\varphi}\right) = 0,\\
&J_{\text{мах}}\cdot \ddot{\varphi} - M_{\text{тр}}\cdot \operatorname{sgn}\left(\frac{\dot{z}-\dot{\varsigma}}{r_{\text{ш}}} - \dot{\varphi}\right) - M_{\text{доп}}\cdot \operatorname{sgn}(-\dot{\varphi}) = 0,\\
&m\ddot{\varsigma} + k_{\text{ш}}(\dot{\varsigma}-\dot{q}) + c_{\text{ш}}(\varsigma - q) - T\cdot \operatorname{sgn}(\dot{z}-\dot{\varsigma}) + \left[\left(\frac{V_{\text{р}}}{V_{\text{р}} - F_{\text{эф}}(z-\varsigma)}\right)^{n} p_{\text{р.ст.}} - p_{\text{атм}}\right] F_{\text{э}} - Mg -\\
&-\frac{M_{\text{тр}}}{r_{\text{ш}}}\cdot \operatorname{sgn}\left(\frac{\dot{z}-\dot{\varsigma}}{r_{\text{ш}}} - \dot{\varphi}\right) - c_{\text{д}}(y-\varsigma) - T_{\text{д}}\cdot \operatorname{sgn}(\dot{y}-\dot{\varsigma}) = 0,\\
&m\ddot{y} + c_{\text{д}}(y-\varsigma) + T_{\text{д}}\cdot \operatorname{sgn}(\dot{y}-\dot{\varsigma}) = 0,
\end{aligned}
\right\} \quad (4)
$$

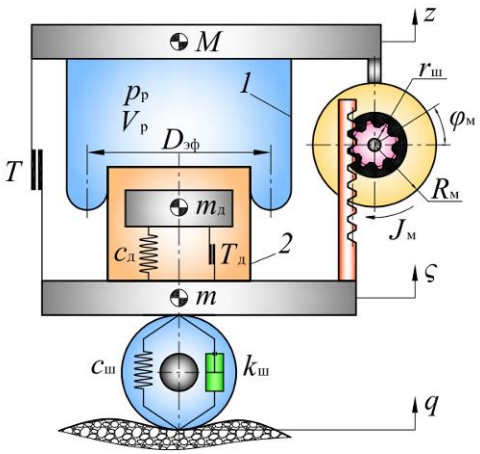


Рис. 3. Расчетная схема серийной ПР с ИФА и ДГК:
1 – РКО; 2 – поршень; M – подрессоренная масса; m – неподрессоренная масса; $p_р$ – давление в рабочей полости; $V_р$ – объем рабочей полости; $D_{эф}$ – эффективный диаметр; T – сухое трение; $J_м$ – момент инерции маховика; $R_м$ – радиус маховика; $\varphi_м$ – угол поворота маховика; $r_ш$ – радиус шестерни; $m_д$ – масса ДГК; $c_д$ – жесткость пружины ДГК; $T_д$ – сухое трение ДГК; $c_ш$ – жесткость шины; $k_ш$ – демпфирование в шине; z – перемещение подрессоренной массы; ς – перемещение неподрессоренной массы; q – кинематическое возмущение

Математические модели рассматриваемых ИДУ исследованы в приложении SIMULINK программного комплекса MATLAB. Системы дифференциальных уравнений для трех типов ИДУ решались численным методом Рунге-Кутты 4-5 порядка с шагом интегрирования $10^{-3} – 10^{-5}$ с.

На рис. 4 приведены расчетные ачх перемещений и ускорений подрессоренной массы на пр с первым типом иду (рис. 1) при оптимальной регулировке основного и дополнительного моментов трения инерционно-фрикционного амортизатора для амплитуд кинематического воздействия q_0: 5, 15, 25, 35 и 45 мм.

Данные ачх получены при следующих исходных данных: подрессоренная масса м = 1000 кг; жесткость упругого элемента в статическом положении с = 113000 н/м; сила сухого трения в подвеске т = 100 н; момент инерции маховика $j_м$ = 0,1125 кг · $м^2$; радиус шестерни $r_ш$ = 0,015 м.

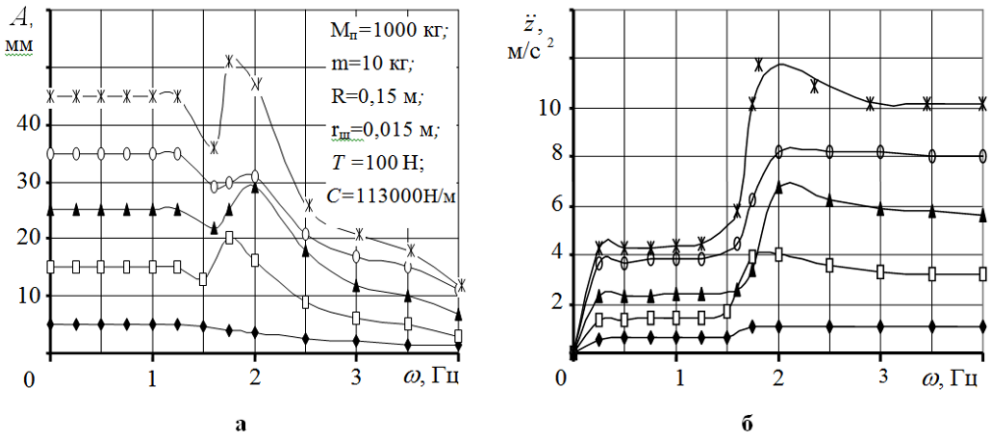


Рис. 4. АЧХ перемещений (а) и ускорений (б) подрессоренной массы при различных амплитудах кинематического возмущения q_o и оптимальных значениях основного $M_{тр}$ и дополнительного $M_{доп}$ моментов трения на маховике инерционно-фрикционного амортизатора:

q_0=5 мм q_0=15 мм q_0=25 мм q_0=35 мм q_0=45 мм

$M_{тр}$ = 7 Н · м $M_{тр}$ = 20 Н · м $M_{тр}$ = 35 Н · м $M_{тр}$ = 55 Н · м $M_{тр}$ = 65 Н · м

$M_{доп}$ = 4 Н · м $M_{доп}$ = 15 Н · м $M_{доп}$ = 30 Н · м $M_{доп}$ = 40 Н · м $M_{доп}$ = 50 Н · м

Таким образом, теоретические исследования в области низких частот показали, что при оптимальном выборе основных параметров инерционно-фрикционный амортизатор, содержащий два фрикционных элемента, обеспечивает практически нерезонирующую АЧХ перемещений и ускорений кузова АТС. Для оптимального гашения высокочастотных колебаний колес АТС необходимо регулировать параметры ИДУ по частоте, в частности изменять передаточное отношение системы. Этого можно добиться с помощью использования вариатора. Другим способом эффективного гашения высокочастотных колебаний колес является использование динамических гасителей колебаний с сухим трением.

В качестве исходных данных для исследования виброзащитных свойств второй системы (рис. 2) взяты: c_1 = 41424 Н/м; c_2 = 151006 Н/м; $k_д$ = 100 Н/м; T_1 = 450 Н; $k_ш$ = 1000 Н·с/м; $c_ш$ = 1150000 Н/м.

На рис. 5 представлены АЧХ размахов абсолютных перемещений и ускорений подрессоренной массы на релаксационной ПР с ИДУ (рис. 2) при двойной амплитуде кинематического воздействия $2q_0$=10 мм.

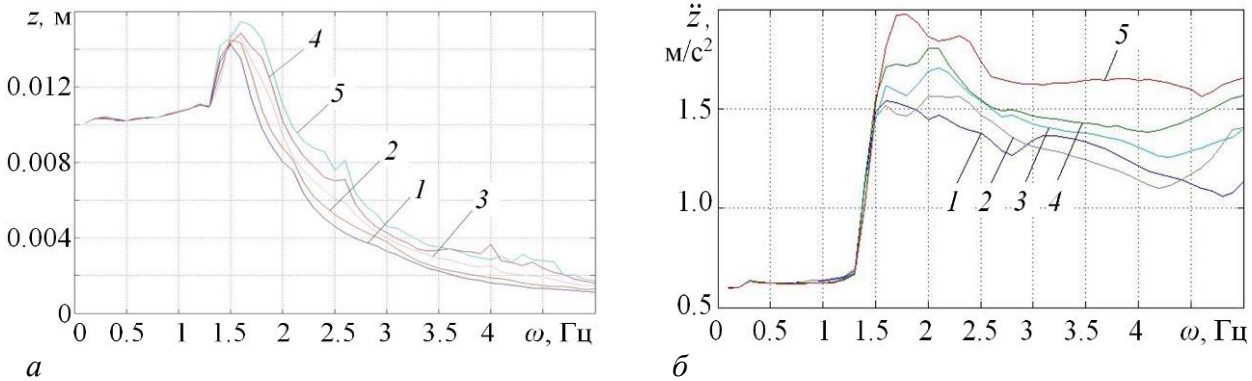


Рис.5. АЧХ размахов абсолютных перемещений (а) и ускорений (б) подрессоренной массы М релаксационной ПР с ИДУ при $2q_0$=10 мм:
1 – T_2 = 100 Н, $M_{пр}$ = 30 кг; 2 – T_2 = 200 Н, $M_{пр}$ = 30 кг; 3 – T_2 = 300 Н, $M_{пр}$ = 10 кг; 4 – T_2 = 400 Н, $M_{пр}$ = 5 кг; 5 – T_2 = 500 Н, $M_{пр}$ = 5 кг

Из графиков видно, что при уменьшении силы трения T_2 виброзащитные свойства релаксационной ПР с ИДУ повышаются, значения колебаний перемещений и ускорений

снижаются как в зоне низкочастотного резонанса, так и в зарезонансной зоне. Релаксационная ПР с ИДУ обеспечивает наибольший эффект гашения колебаний только в области низких частот, а на высоких частотах необходимо совместно с этой системой использовать динамические гасители колебаний колес. Наименьшие значения амплитуд перемещений и ускорений в резонансе обеспечиваются при параметрах T_2 = 100 Н и $M_{пр}$ = 30 кг (кривые *1* на рис. 5*а* и 5*б*).

На рис. 6 представлены результаты моделирования пневматической рессоры с инерционно-фрикционным элементом и динамическим гасителем колебаний колес (рис. 3). Показано сравнение колебательной системы подвески без демпфирующих устройств динамического типа, с динамическим гасителем колебаний колес и при совместном действии ИФА и ДГК.

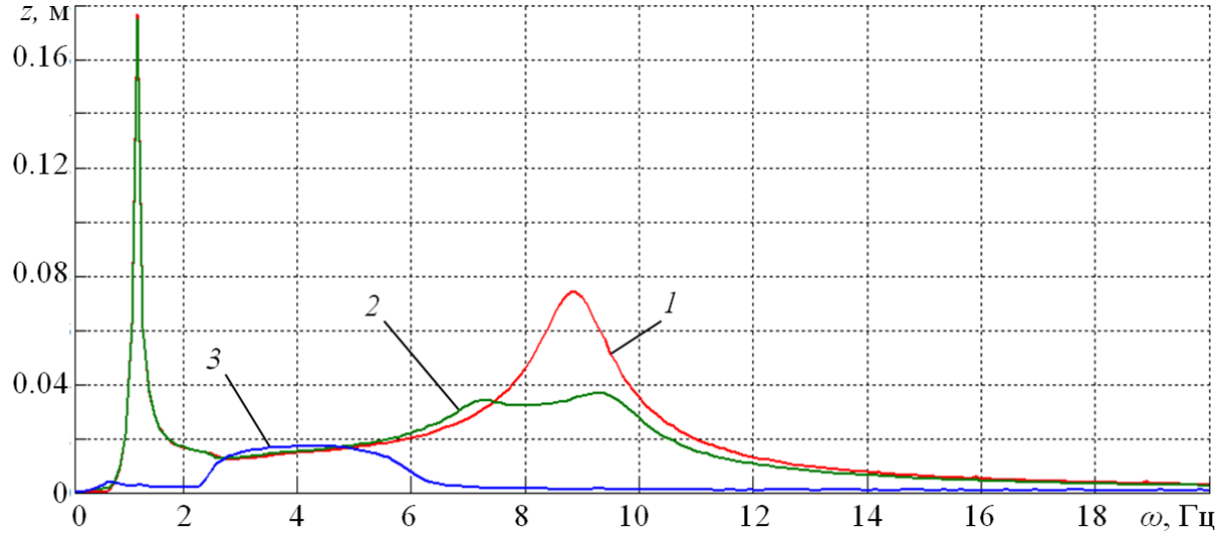


Рис. 6. АЧХ относительных колебаний подрессоренной массы пневматической рессоры с инерционно-фрикционным элементом и динамическим гасителем колебаний колес: 1 – серийная ПР без ИФА и ДГК; 2 – ПР с ДГК ($М_д$ = 15 кг; $с_д$ = 40000 Н/м; $Т_д$ = 400 Н); 3 – ПР с ИФА ($J_м$ = 0,1125 кг·м^2;$М_{тр}$ = 35 Н·м; $М_{доп}$ = 30 Н·м) и ДГК ($М_д$ = 15 кг; $с_д$ = 40000 Н/м; $Т_д$ = 400 Н)

Как видно из рис. 6, использование инерционно-фрикционного амортизатора для гашения низкочастотных колебаний и динамического гасителя колебаний колес для гашения высокочастотных колебаний при оптимальных параметрах демпфирующих устройств приводит к практически нерезонирующей АЧХ относительных колебаний подрессоренной массы пневматической рессоры во всем транспортном диапазоне частот.

Все рассмотренные типы ПР с ИДУ показали высокую эффективность гашения колебаний. Причем в отличие от первых двух типов ИДУ, обеспечивающих высокие виброзащитные свойства только в области низких частот, последний эффективно гасит колебания во всем транспортном диапазоне частот (0,7-22,4Гц) с коэффициентом виброзащиты, близким к единице. Это делает данный вариант наиболее эффективным, поскольку инерционный амортизатор гасит резонансную амплитуду колебаний кузова на низких частотах, а динамический гаситель резко снижает резонансную амплитуду колебаний колес на высоких частотах. При этом, несмотря на увеличение массы подвески одной опоры на массу 15 кг от ДГК, сам ДГК не увеличивает габариты подвески, поскольку его можно легко расположить внутри опорного полого поршня ПР.

Таким образом, проведенное математическое моделирование и исследование в первом приближении показали, что при рациональных параметрах предлагаемых решений ПР с ИДУ обеспечивают значительно более высокие виброзащитные свойства (коэффициент виброзащиты в резонансе 1,0-1,4), чем классическая подвеска (коэффициент виброзащиты в резонансе более 2,0).

ЛИТЕРАТУРА

1. Типы конструкций инерционно-фрикционных амортизаторов, их моделирование и испытания / И.М. Рябов, В.В. Новиков, А.В. Поздеев, К.В. Чернышов, А.С. Митрошенко // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – № 4. – С. 23-26.

2. Рябов, И.М. Математическое моделирование релаксационной подвески АТС с инерционным элементом / И.М. Рябов, К.В. Чернышов, А.В. Поздеев // Изв. ВолгГТУ. Серия “Наземные транспортные системы”. Вып. 3: межвуз. Сб. Науч. Ст. / волггту. – Волгоград, 2010. - № 10. – С. 80-82.

3. Рябов, И.М. Теоретическое исследование и выбор рациональных параметров релаксационной подвески АТС с инерционным элементом / И.М. Рябов, К.В. Чернышов, А.В. Поздеев // Изв. ВолгГТУ. Серия “Наземные транспортные системы”. Вып. 3 : межвуз. Сб. Науч. Ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. - № 10. – С. 83-86.

4. Хамитов, Р. Н. Электромеханическое демпфирование в системах амортизации крупногабаритных объектов / Р. Н. Хамитов, Г. С. Аверьянов, А. А. Татевосян // Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. Академика М.Ф. Решетнева. – 2011. – № 1. – С. 150-153.

5. Поляков, К.В. Пневматическая рессора с инерционным амортизатором одностороннего действия / К.В. Поляков, А.В. Поздеев // XVI Региональная конференция молодых исследователей Волгоградской области, г. Волгоград, 8-11 нояб. 2011 г.: тез. Докл. / ВолгГТУ [и др.].– Волгоград, 2012.– С. 110-112.

6. Теоретическое исследование пневморессоры с инерционными демпфирующими устройствами / Д.А. Чумаков, К.В. Поляков, Д.О. Панченко, А.В. Поздеев, В.И. Карлов // Тезисы докладов смотра-конкурса научных, конструкторских и технологических работ студентов Волгоградского государственного технического университета (Волгоград, 14-17 мая 2013 г.): тез. Докл. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2013. – С. 106-107.

7. Чумаков, Д.А. Релаксационная пневматическая подвеска АТС с инерционно-фрикционным элементом / Д.А. Чумаков, А.В. Поздеев // XVI Региональная конференция молодых исследователей Волгоградской области, г. Волгоград, 8-11 нояб. 2011 г.: тез. Докл. / ВолгГТУ у [и др.].– Волгоград, 2012.– С. 112-114.

8. Чумаков, Д.А. Определение оптимальных параметров релаксационной пневматической подвески АТС / Д.А. Чумаков, А.В. Поздеев // XVII Региональная конференция молодых исследователей Волгоградской области, г. Волгоград, 6-9 нояб. 2012 г.: тез. Докл. / ВолгГТУ [и др.].– Волгоград, 2013.– С. 68-70.

РЕШЕНИЕ ПРЯМОЙ ЗАДАЧИ КИНЕМАТИКИ ПЛАТФОРМЫ СТЮАРТА С ПОМОЩЬЮ НЕЙРОННЫХ СЕТЕЙ

SOLVING FORWARD KINEMATICS PROBLEM FOR STEWART PLATFORM WITH BY MEANS OF NEURAL NETWORK

А.В.Чичварин – к.т.н., доц., **Р.А.Сидоренко** – асп.
Старооскольский технологический институт им. А.А. Угарова (филиал) НИТУ «МИСиС»

Abstract. Due to the time-consuming calculation for the forward kinematics of a Stewart platform based parallel manipulator, neither the kinematic nor dynamic control algorithm can be implemented on real time. To deal with such problem, the forward kinematics is solved by means of artificial neural network (NN) approach in this paper. Based on the trained NN, the kinematic control of the manipulator is carried out by resorting to an ordinary control algorithm. Simulation results illustrate that the NN can approximate the forward kinematics perfectly, which leads to good control results of the parallel manipulator.

Главной сложностью при проектировании механизмов решение прямой задачи кинематики. Ее решением занимались многие исследователи, однако, из-за отсутствия общей методики е решения исследования в этом направлении далеки от завершения. В настоящее время существует 4 типа методов ее решения: аналитические методы [3, 4, 6], исследование использование дополнительных датчиков [8], численные методы [1, 5] и применение методов искусственного интеллекта, в частности, нейронных сетей.

В работе [2] использовался многослойный персептрон с обратным распространением ошибки. Они предлагали использовать персептрон для решения прямой задачи кинематики не имея точного аналитического ее решения. В работе [7] с помощью нейронных сетей практически решена прямая задача кинематики для конкретной конфигурации робота. Однако в этой работе нет (1) математического обоснования работоспособности предложенного метода; (2) метода выбора функций активации нейронов и (3) анализа применимости предложенного подхода к обобщенному параллельному манипулятору, т.е. к платформе Гауфа–Стюарта.

В данной работе предлагается метод решения прямой задачи кинематики, основанный на применении нейронной сети, решения прямой задачи кинематики и алгоритма коррекции ошибок в соответствии со схемой, приведенной на рис. 1.

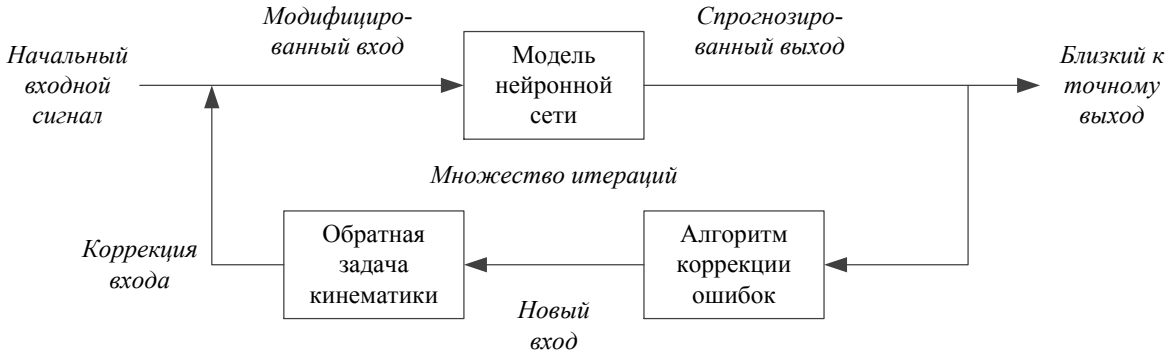


Рис. 1. Схема метода решения прямой задачи кинематики

Прямая задача кинематики широко известно и далее рассматриваться не будет. Рассмотрим более подробно алгоритмы работы нейронной сети и коррекции ошибок.

В первую очередь необходимо определить модель нейронной сети, предназначенной для аппроксимации функции F, отображающей пространство шарниров на пространство задачи. Воспользуемся многослойным персептроном с обучением

методом обратного распространения ошибки (рис. 2).

Мы воспользовались двумя структурами многослойного персептроны: стандартной и с дополнительными прямыми связями. В стандартном персептроне все нейроны одного слоя соединены со всеми нейронами последующего слоя. В персептроне с дополнительными прямыми связями все нейроны одного слоя соединены со всеми нейронами всех последующих слоев, что увеличивает количество соединений и, следовательно, увеличивает возможности моделирования прямых и косвенных связей между входами и выходами.

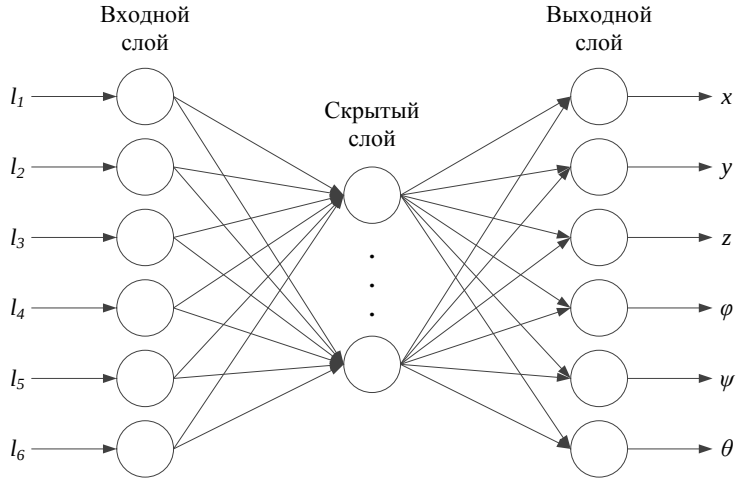


Рис. 2. Структура нейронной сети

После создания модели нейронной сети был разработан алгоритм компенсации ошибки. Введем обозначения, описывающие кинематические задачи параллельных манипуляторов:

а) параметры, описывающие пространство шарниров, представим вектором U, а параметры, описывающие пространство задачи — вектором V.

б) Пространство задачи и пространство шарниров связаны двумя функциями. Обратная задача кинематики описывается функцией $U = I(V)$, прямая задача кинематики — функцией $V = F(U)$.

в) функции I и F задают однозначное соответствие между пространством параметров и пространством задачи и наоборот, т.е. если $U_i = I(V_i)$, то $V_i = F(U_i)$.

Алгоритм коррекции ошибок решения прямой задачи кинематики приведен на рис. 3 и состоит из следующих шагов:

Шаг 1. Обучить нейронную сеть, отображающую вектора пространства шарниров на вектора пространства задачи на основе имеющихся данных. Обозначим ее математически как $V = F(U)$.

Шаг 2. Подать на обученную нейронную сеть начальный входной вектор U_i и получить начальный выходной вектор V_i.

Шаг 3. Из начального выходного вектора V_i с помощью уравнений обратной задачи кинематики $U_i = I(V_i)$ получить новый входной вектор U'_i.

Шаг 4. Рассчитать ошибку $\Delta U_i = U_i - U'_i$.

Шаг 5. С помощью полученной ошибки изменить начальный входной вектор $U_i^{new} = U_i - f(\Delta U_i)$, где $f(\ )$ — постоянная либо линейная функция, зависящая от ΔU_i. Идея состоит в выборе функции таким образом, чтобы обеспечить быструю сходимость к приемлемому решению, однако не слишком быструю, чтобы не вызвать колебательности.

Шаг 6. Подать новый входной вектор ΔU_i^{new} на обученную ннейронную сеть и получить новый выходной вектор V_i.

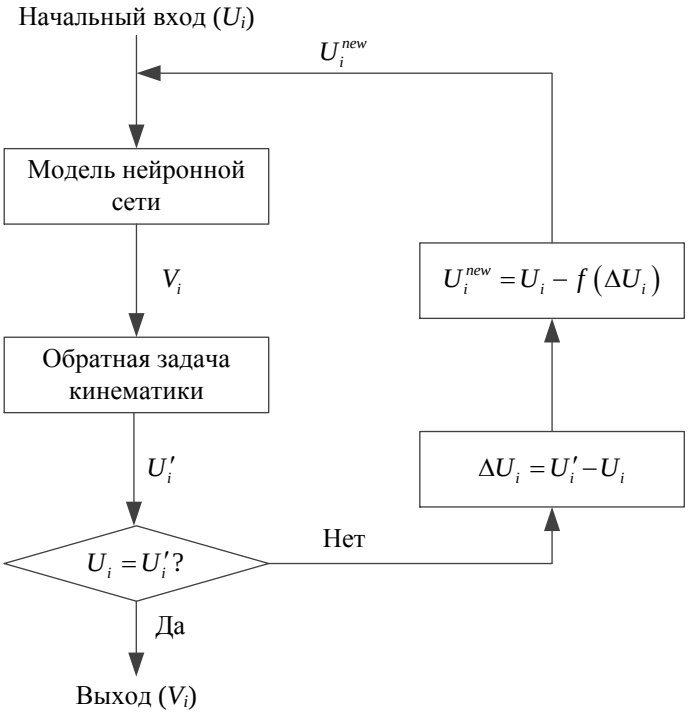


Рис. 3. Блок-схема алгоритма компенсации ошибки

Шаг 7. Повторить шаги 2–6 n раз. Критерием останова может быть либо фиксированное число n, либо совпадение полученного выходного вектора с экспериментальным.

Предложенный подход частично совпадает с подходом, изложенным в работе [7], в которой ищется приближенное решение прямой задачи кинематики для параллельного манипулятора со звеньями–пантографами, а не гораздо более распространенными призматическими звеньями. В этой работе прямая задача кинематики решается для вектора углов звеньев (α1, β1, α2, β2, α3, β3) и соответствующего вектора параметров задачи (x, y, z, φ, θ, ψ), где α, β, φ, θ, ψ — угловые величины, а x, y, z — линейные. Однако, такая конфигурация, в отличие от конфигурации с призматическими звеньям, мало распространена. Кроме того, в качестве функции $f(\ )$ в этой работе используется коэффициент передачи, равный 1,0, математическое обоснование метода отсутствует. Для математического обоснования принципа действия предложенного алгоритма предположим, что имеется обученная методом обратного распространения ошибки нейронная сеть с по крайней мере одним скрытым слоем и сигмоидальной функцией активации нейронов скрытого и выходного слоев.

Введем следующие обозначения:

U_i (i = 1, …, n) — вектор входных сигналов, подаваемых на входной слой;

V_k (k = 1, …, m) — вектор выходных сигналов, получаемых с выходного слоя;

Z_j (j = 1, …, p) — вектор, представляющий нейроны скрытого слоя;

b_j — смещение, соответствующее j-ому нейрону скрытого слоя;

w_{ij} — вес связи между нейронами входного и скрытого слоев;

z_in_j — сумма входных величин нейронов скрытого слоя;

z_j — активация отдельных нейронов скрытого слоя;

σ — параметр сигмоидной функции активации.

Предположим, что обученная нейронная сеть преувеличивает значения выходных параметров V_i. Тогда, после решения обратной задачи кинематики получаем новое значение выхода U'_i, превышающее начальное значение U_i. Это обозначает, что при увеличении V_i увеличивается U'_i, и наоборот, что вытекает из однозначного соответствия прямой и обратной задач кинематики. Новый входной вектор U_i^{new} после выполнения шага 5 будет иметь значение, несколько меньшее значения исходного вектора U_i. Эти новые

значения подаются на обученную нейронную сеть. В результате измененные значения выходного вектора дают новый выходной вектор, преувеличенность которого несколько уменьшена. Опишем этот процесс более строго.

Рассмотрим случай преувеличенного выхода, т.е. $U_i > U_i^{new}$. Для входного вектора, соответствующего U_i, шаг прямого распространения выполняется следующим образом:

$$z_in_j = b_{0j} + \sum_{i=1}^{n} U_i\, w_{ij},$$

а для вектора U_i^{new} получим

$$z_in_j^{new} = b_{0j} + \sum_{i=1}^{n} U_i^{new} w_{ij}.$$

Если $U_i > U_i^{new}$, то $z_in_j > z_in_j^{new}$, при условии неизменности всех остальных параметров. Активация каждого элемента скрытого слоя z_j для U_i происходит как

$$z_j = f\left(z_in_j\right) = \frac{2}{1+e^{-\sigma \cdot z_in_j}} - 1,$$

а для U_i^{new} — как

$$z_j^{new} = f\left(z_in_j^{new}\right) = \frac{2}{1+e^{-\sigma \cdot z_in_j^{new}}} - 1.$$

Следует отметить, что при постоянстве всех остальных параметров имеем $e^{-\sigma \cdot z_in_j} < e^{-\sigma \cdot z_in_j^{new}}$. Это обозначает, что $\frac{2}{1+e^{-\sigma \cdot z_in_j}} - 1 > \frac{2}{1+e^{-\sigma \cdot z_in_j^{new}}} - 1$ и, соответственно, $z_j > z_j^{new}$. Тот факт, что для $U_i > U_i^{new}$ получаем $z_j > z_j^{new}$, обозначает, что новый выходной вектор, полученный на основе U_i^{new}, будет иметь меньшее значение, чем выход, соответствующий U_i, т.е. $V_i^{new} < V_i$ и, следовательно, V_i^{new} ближе к точному решению. Это рассуждение может быть распространено на другие скрытые слои (если они есть) и на входной слой. Для случая преуменьшеного выхода обученной нейронной сети рассуждения аналогичны. Здесь $U_i < U_i^{new}$, следовательно, $z_i < z_i^{new}$ и, таким образом, конечная оценка выше полученной на предыдущем шаге: $V_i < V_i^{new}$

С учетом определенного числа итераций этого алгоритма ошибка аппроксимации может быть снижена до значений, близких к нулю. На практике в большинстве систем управления, допустимая ошибка должна быть меньше, минимального перемещения линейного привода. Таким образом в качестве критерия завершения алгоритма можно выбрать либо минимальное перемещение линейного двигателя, либо фиксированное количество операций, полученное экспериментально. В любом случае такой алгоритм решения прямой задачи кинематики эффективен.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для управления параллельным манипулятором по обратной связи необходимо решить прямую задачу кинематики. Из-за отсутствия ее решения в явном виде, в литературе, посвященной данному предмету, предлагается множество способов ее решения. Для использования решения прямой задачи кинематики в управлении параллельным манипулятором важны точность, единственность решения и возможность применения в реальном масштабе времени. В данной работе предлагается метод решения прямой задачи кинематики, основанный на применении искусственных нейронных сетей, математической модели решения обратной задачи кинематики и алгоритма коррекции ошибок.

Стоит отметить, что предложенный метод решения прямой задачи кинематики допускает аппаратную реализацию, что потенциально ускорит вычисления и, соответственно, существенно сократит время, необходимое для получение достаточно точного приближения к решению прямой задачи кинематики для параллельных манипуляторов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ascher M. Cycling in the Newton–Raphson algorithm // Int J Math Educ Sci Technol, 1974. — Vol. 5, Iss. 2. — P. 229–235
2. Geng Z, Haynes L.S. Neural network solution for the forward kinematics problem of a Stewart platform // Robot Comput Integr Manuf, 1992. — Vol.9, Iss.6. — P.485–495
3. Ji P., Wu H. A closed-form forward kinematics solution for the 6–6^p Stewart platform // IEEE Trans Robot Automat, 2001. — Vol. 17, Iss. 4. — P. 522–526
4. Merlet J.–P. Solving the forward kinematics of a Gough-type parallel manipulator with interval analysis //. Int J Robot Res, 2004. — Vol. 23, Iss. 3. — P. 221–235
5. Parikh P.J., Lam S.S.Y. A hybrid strategy to solve the forward kinematics problem in parallel manipulators // IEEE Trans Robot, 2005. — Vol. 21, Iss. 1. — P. 18–25
6. Wampler C.W. Forward displacement analysis of general six-in-parallel SPS (Stewart) platform manipulators using soma coordinates // Mech Mach Theory, 1996. — Vol. 31, Iss. 3. — P. 331–337
7. Yee C.S., Lim K.B. Forward kinematics solution of Stewart platform using neural networks // Neurocomputing, 1997. — Vol.16, Iss.4. — P.333–349
8. Zanganeh K.E., Angeles J. Real-time direct kinematics of general six-degree-of-freedom parallel manipulators with minimum-sensor data // J Robot Syst, 1995. — Vol. 12, Iss. 12. — P. 833–844

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ ТОРЦОВЫХ МУФТ

INCREASE OF DURABILITY OF THE HARD LOADED TOOTH RING COUPLING

М.Ю. Шариков – студ., **В.М. Аббясов** – к.т.н., доц.
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования
«Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)»
(Университет Машиностроения)

Abstract. The article is devoted to creating high-precision and reliable of hard loaded tooth ring coupling with adjustable contact patch. This method of treatment allows one tool to process the tooth ring couplings with different number of teeth with different curvature of the teeth , which considerably improves the quality of the mechanical connections and therefore the durability of coupling

В последние годы резко возросли требования, предъявляемые к повышению точности, надежности и долговечности механизмов, приборов и систем управления при одновременной минимизации их массы и габаритов. Это, в значительной степени, определяется качеством элементов соединения и передачи движения и, в частности, торцовыми зубьями. Последние, в настоящее время, у нас в стране и за рубежом находят все более широкое практическое применение в автоматических манипуляторах, высокооборотных роторах двигателей летательных аппаратов, в механических и гидравлических полуавтоматических коробках передач автомобилей и тракторов, торцовых волновых зубчатых передачах, в различного рода устройствах компенсации ошибок углового положения валов, торцовых муфтах и в других узлах соединения валов и передачи вращающего момента.

В современных условиях традиционные способы обработки тяжелонагруженных торцовых муфт не обладают необходимой производительностью и точностью, и не удовлетворяют предъявляемым к ним высоким эксплуатационным и производственным требованиям.

Широкое использование торцовых муфт, с одной стороны, и недостатки существующих методов их обработки и видов зацеплений с другой, привело к необходимости разработки новых более прогрессивных схем формообразования зубьев торцовых муфт, позволяющих значительно повысить производительность и точность обработки, улучшить качество получаемого соединения, а следовательно, и долговечность их работы.

Всем этим требованиям, предъявляемым к современным методам обработки, удовлетворяет метод нарезания равновысоких зубьев торцовых муфт с регулируемым пятном контакта торцовыми резцовыми головками непрерывным делением, принципиальная схема которого приведена на рис.1,2.

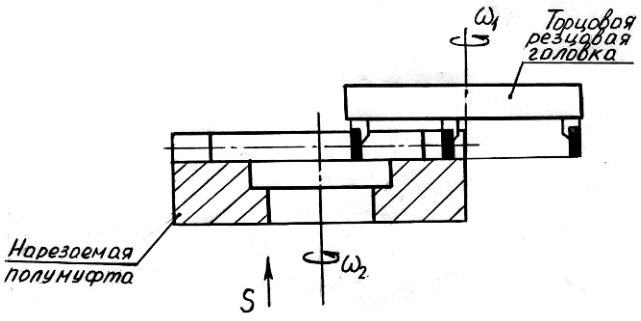


Рис.1.Схема нарезания торцовой полумуфты торцовой резцовой головкой предлагаемым методом

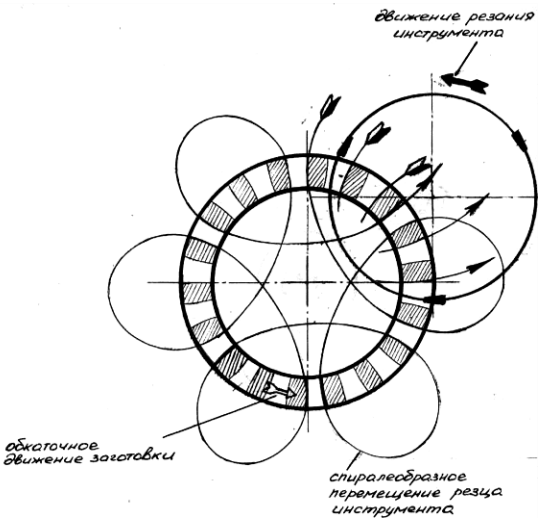


Рис.2. Схема образования продольной кривизны гипоциклоидальных равновысоких зубьев торцовых муфт

В качестве инструмента используется торцовая резцовая головка. Инструмент и заготовка вращаются в одном направлении с постоянными угловыми скоростями, что предполагает получение зубьев с гипоциклоидальной или плоской продольной кривизной. При обработке ось резцовой головки параллельна оси заготовки.

Расчет параметров непрерывного процесса обработки торцовых муфт производится таким образом, чтобы продольная кривизна нарезаемых зубьев принимала бы форму удлиненной гипоциклоиды.

Радиус кривизны нарезаемых зубьев ρ, можно определить в зависимости от задаваемого допуска на бочкообразность зубьев t и радиусов по внешней и внутренней сторонам зубьев r_1 и r_2.

Соотношение между перечисленными параметрами будет:

$$\rho = \frac{(r_1 - r_2)^2 + 4 \cdot t^2}{8 \cdot t} \qquad (1)$$

При назначении допуска на бочкообразность зубьев необходимо учитывать величину пятна контакта между зубьями муфты в процессе ее работы и величину суммарной погрешности обработки.

Минимальное значение радиуса кривизны ρ одинаковых полумуфт, имеющих выпуклые зубья, согласно работе [1] определяется по формуле:

$$\rho_{\min} = \frac{0{,}349 \cdot M_{\max} \cdot k_{нг} \cdot E}{\left[\sigma_k\right]^2 \cdot r \cdot z_2}\ , \qquad (2)$$

где M_{vax} - максимальный крутящий момент, передаваемый муфтой;

$[\sigma_k]$ - допустимое контактное напряжение смятия на рабочих поверхностях зубьев;

$k_{нг}$ - коэффициент, учитывающий дополнительные нагрузки на зубья муфты в момент включения;

r – средний радиус зубьев;

z_2 – число зубьев полумуфты;

E - модуль упругости.

В результате упругого сближения (податливость материалов) контактирующих поверхностей контакт будет происходить по площадке, длина которой $L_{пк}$ по аналогии с соотношениями работы [2] определяется по формуле:

$$L_{пк} = \sqrt{0{,}025 \cdot \rho} \qquad (3)$$

Для тяжелонагруженных торцовых муфт отношение длины пятна контакта к ширине зубчатого венца должно удовлетворять уравнению:

$$\frac{L_{пк}}{(r_1 - r_2)} \geq 0{,}3 \qquad (4)$$

Формула для определения необходимого радиуса инструмента R_1 в зависимости от заданных техническими требованиями размеров на торцовую полумуфту и выбранного числа резцов инструмента Z1:

$$R_1 = \frac{\sqrt{\rho^2 \cdot (z_2 - 2 \cdot z_1 \cdot n)^2 + r^2 \cdot {z_1}^2 \cdot n^2}}{z_2} \qquad (5)$$

После расчета по уравнению (5), радиус резцовой головки необходимо выбрать ближайшим большим из стандартного ряда номинальных размеров резцовых головок $R_{1ст}$ в метрической или дюймовой системах [3,4]. Резцовая головка выбирается большего диаметра из соображений, что при обработке не должен быть превышен задаваемый допуск на бочкообразность зубьев.

Отношение окружных скоростей инструмента V1 и заготовки V2 будет иметь следующий вид:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{R_{1ст} \cdot z_2}{r \cdot z_1 \cdot n}, \qquad (6)$$

где параметр *n* показывает, через какое количество зубьев в заготовку будет входить следующий резец инструмента;

z_1 – число резцов инструмента.

Проведенное теоретическое исследование и полученные при этом соотношения позволяют для заданных техническими требованиями размеров муфты рассчитать размеры инструмента и параметры непрерывного процесса.

Предлагаемый метод обработки универсален, т.е. позволяет одним инструментом вести обработку торцовых муфт с разным числом зубьев и различной кривизной профиля зубьев, что значительно повышает качество получаемого торцового соединения и, следовательно, долговечность торцовых муфт.

ЛИТЕРАТУРА

1. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иоселевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. Справочник.- М., Машиностроение, 1993.- 640с.

2. Демин А.И. Расчет и проектирование торцовых муфт с круговыми зубьями. Станки и инструмент, 1978, №1, с.22-25.

3. Калашников С.Н. Зуборезные резцовые головки. М., Машиностроение, 1972, 161с.

4. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т./ Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. М., Машиностроение, 1985.

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ИЗДЕЛИЯ ОТ ДЕЙСТВИЯ ИМПУЛЬСНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ

NUMERIC RESEARCH OF PRODUCT FORCED OSCILLATIONS CAUSED BY PULS IMPACT

Л.Р.Шаяхметова, **А.А.Каменских** – к.т.н.
ПНИПУ

Abstract. Considered problem of calculating product forced oscillations caused by longitudinal momentum. The momentum is simulated by applying of displacement to mounting ring within a predetermined time. For a valid evaluation of dynamic behavior of the system damping ratios are selected. Numerical analysis allowed to estimate the dynamics of system behavior.

ВВЕДЕНИЕ

В современном мире широко распространены конструкции из композитных материалов. Одним из вариантов таких конструкций являются различные оболочки вращения с упругим наполнением [1]. В данной работе рассматривается изделие, состоящее из короткого цилиндра и двух сферических днищ, скрепленных с вязкоупругим наполнителем. Оболочка представляет собой волокнистый однонаправленный композит, со спиральной намоткой [2]. В литературе широко представлено исследование физико-механических свойств цилиндрической части подобных конструкций [3]. Наиболее общим подходом к расчету данного изделия являются методы строительной механики для ортотропных оболочек [4]. Однако свойства сферических днищ мало изучены, и общих методов для оценки прочности данных конструкции на данный момент нет.

Кроме того, отдельного внимания требует исследование прочности изделия при воздействии различных динамических нагрузок. В литературе в большом объеме отражены различные инженерные методы определения динамических характеристик поведения изделия в рабочем состоянии [5], но данные методы не позволяют оценивать прочность изделия при высокоскоростных воздействиях, таких как удар, или кратковременный импульс. Наиболее общим подходом на данный момент является метод конечных элементов (МКЭ), позволяющий оценить прочность конструкции, как в отдельных ее узлах, так и изделия в целом.

В данной работе рассматривается применение численного моделирования для оценки поведения системы от действия продольного импульса ускорения.

Импульс смоделирован в виде приложения к элементу конструкции перемещений, обеспечивающих необходимую амплитуду ускорений на протяжении заданного интервала времени. Для корректной оценки отклика системы корпус-наполнитель на данную нагрузку учтены демпфирующие свойства наполнителя [6]. Для получения коэффициентов демпфирования проведен ряд численных экспериментов.

Математическая постановка задачи о динамическом воздействии на изделие включает в себя:

- уравнение движения

$$\nabla\hat{\sigma}+\rho\vec{F}=\rho\frac{d^2\vec{u}}{dt^2},\ \vec{x}\in V, \tag{1}$$

- геометрические соотношения

$$\hat{\varepsilon}=\frac{1}{2}\left(\nabla\vec{u}+\left(\nabla\vec{u}\right)^T\right),\ \vec{x}\in V, \tag{2}$$

- геометрические соотношения

$$\hat{\sigma}=\lambda I_1\left(\hat{\varepsilon}\right)\hat{I}+2\mu\hat{\varepsilon},\ \vec{x}\in V, \tag{3}$$

где λ и μ – параметры Ламе, $\hat{\sigma}$ – тензор напряжений, $\hat{\varepsilon}$ – тензор деформаций, $\vec{u}$ – вектор перемещений, $\vec{v}$ – вектор скоростей, $\vec{x}$ – радиус-вектор произвольной точки, ρ – плотность, F – вектор внешних сил, $I_1(\hat{\varepsilon})$ – первый инвариант тензора деформаций, $\hat{I}$ – единичный тензор, V – область изделия.

- геометрические соотношения

$$\begin{matrix} \vec{u}_0 = u_0 \\ \dot{\vec{u}}_0 = 0 \end{matrix}, \quad (4)$$

где $\vec{u}_0$ – вектор начальных перемещений, u_0 – начальные перемещения системы, $\dot{\vec{u}}_0$ – вектор начальных скоростей.

Решена задача об анализе переходных динамических процессов (TransientDynamicAnalysis).

В конечно-элементной реализации конструкционные материалы описываются классическими моделями.

Материал корпуса представляет собой однонаправленный композит, полученный методом намотки армирующего волокна, скрепленного связующим. Свойства такого материала близко описывает модель ортотропного материала. Модули упругости определяются в трех ортогональных направлениях: кольцевом, осевом и по толщине корпуса. В кольцевом и осевом направлениях модули определены экспериментально. Модуль по толщине корпуса принимается равным модулю упругости связующего материала.

Рассмотрена осесимметричная модель, с граничными условиями на шпангоуте (рис. 1).

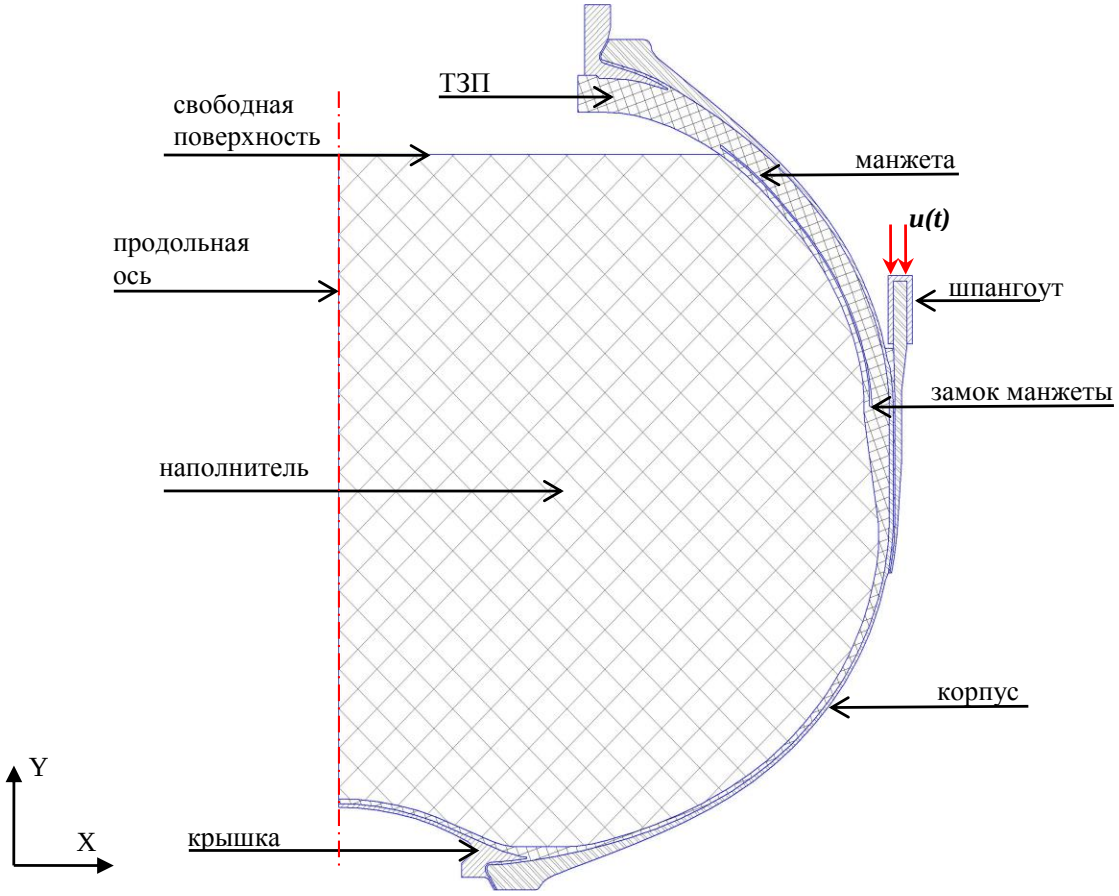


Рис. 1 – Расчетная схема с ГУ

Импульс смоделирован в виде приложения перемещений (5) на шпангоут в течение 2 мс.

$$u(t) = 1470 \cdot 10^6 \left(\frac{t^3}{3 \cdot 10^3} - \frac{t^4}{12} \right), \tag{5}$$

Так как масса наполнителя составляет 80% от всей массы изделия, а модуль упругости состава значительно ниже чем у остальных элементов конструкции, то основное влияние на параметры колебательного процесса будет оказывать наполнитель. Поэтому для корректной оценки динамического поведения системы необходимо учитывать демпфирующие свойства наполнителя.

Для определения коэффициентов α и β, входящих в соотношение матрицы демпфирования (6) проведен ряд численных экспериментов

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K], \tag{6}$$

В ходе экспериментов коэффициенты варьировались в широком диапазоне значений. Для выбора оптимальных коэффициентов, амплитуды колебаний сравнивались со значениями амплитуд, полученными по дискретно-массовой модели. На рис. 2 представлено изменение амплитуды вынужденных колебаний наполнителя от действия продольного импульса при различных коэффициентах демпфирования.

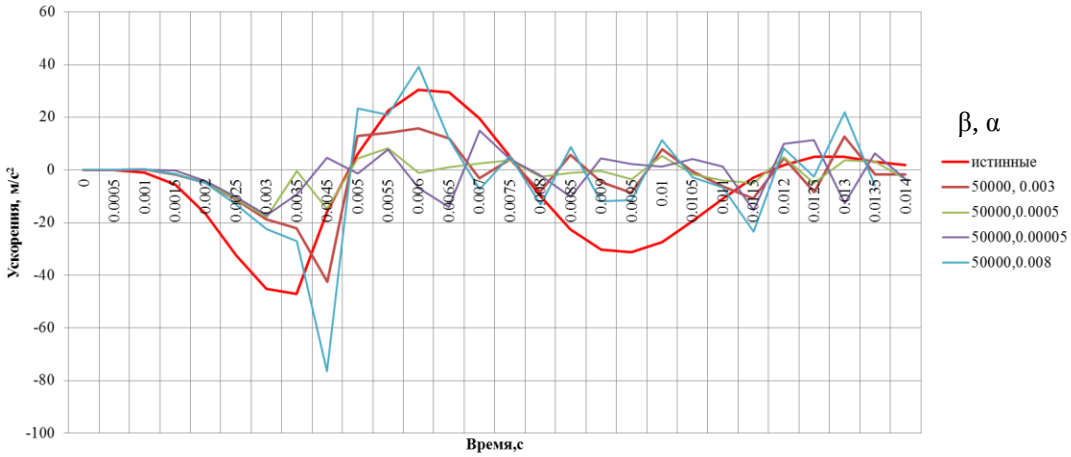
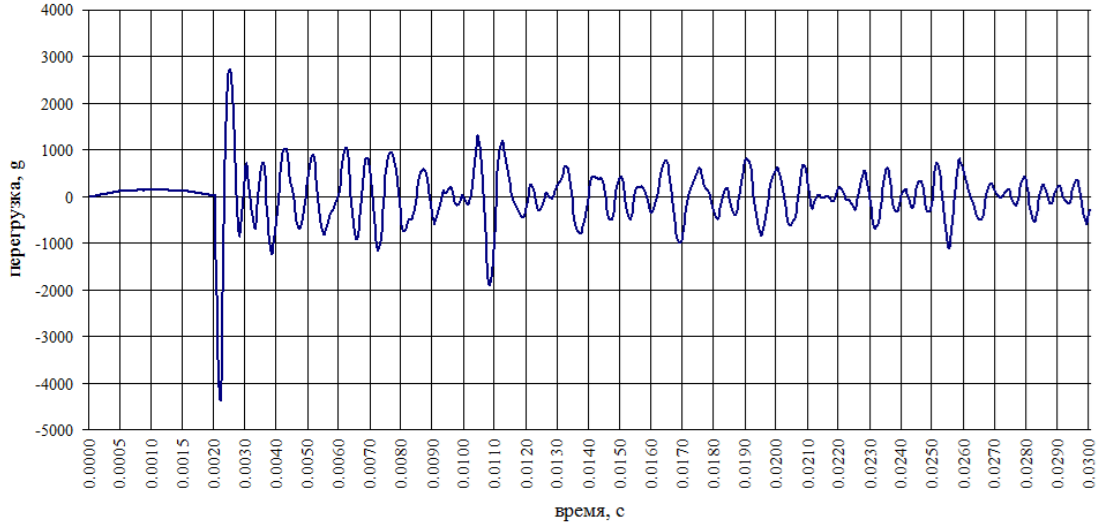


Рис. 2. Изменение амплитуды вынужденных колебаний наполнителя от действия продольного импульса от времени.

В результате численных экспериментов выбраны коэффициенты, при которых амплитуды ускорений аналогичны дискретно-массовой модели.

При выбранных коэффициентах проведен численный расчет. В результате расчета получены изменения ускорений по времени в конструкции. На рис. 3 представлено изменение ускорений на шпангоуте



Анализируя полученный график, а так же колебания других элементов конструкции, можно сделать вывод о том, что выбранные по данной методике

коэффициенты диссипации системы позволили уточнить картину динамического поведения системы, приблизив значения амплитуд к качественно ожидаемым.

В результате проделанной работы можно сделать вывод о том, что предложенный подход для моделирования импульсного ударного воздействия дает качественно верный результат, так как все полученные графики зависимости ускорения от времени соответствуют осциллограммам, снимаемым с реальной конструкции при воздействии ударной нагрузки. Таким образом, после проведения верификации данной модели предложенный метод решения возможно применять для данного класса задач

ЛИТЕРАТУРА

1. Волков Е.Д. и др. Твердотопливные ракеты/ Е.Б. Волков, Г.Ю. Мазинг, В.Н. Соколовский. – М.: Машиностроение, 1992. – 228 с.
2. Фахрутдинов И.Х. Ракетные двигатели твердого топлива. – М.: Машиностроение, 1981. – 223 с.
3. Хашин З., Розен Б. Упругие модели материалов, армированных волокнами. – Прикладная механика, 1964, №2, с.71-82.
4. О.Д. Ониашвили. Некоторые динамические задачи теории оболочек. – Из-во Академии наук СССР, 1957. – 193.
5. Волков Е.Б., Сырицин Т.А., Мазинг Г.Ю. Статика и динамика ракетных двигательных установок. Книга II. Динамика. – М.: Машиностроение, 1978. – 320 с.
6. http://www.cae-club.ru/sites/default/files/users/files/2907/modelirovanie_dempfiruyushchih_svoystv_materialov_v_ansys.pdf

ВОЗМОЖНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДАТЧИКОВ РАДОНА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УТЕЧКИ ПРИРОДНОГО ГАЗА В ЗАКРЫТЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ

THE POSSIBILITY OF USING RADON RECIPIENTS FOR IDENTIFYING OF NATURAL GAS IN SOME CLOSED SPACE

Е.Г. Шустик – студ., **А.М. Степанов** – доц. каф. СЭУиА,
Московская Государственная Академия Водного Транспорта

Abstract. This research considers possibilities using a radon sensor for identifying natural gas leak. This paper offers an alternative way of preventing accidents with natural gas leak. The equipment which is noticed in this article can provide gathering of natural gas sample from the surface of water in difficult conditions.

Радон – радиоактивный инертный тяжёлый газ без цвета и запаха, образующийся в результате распада радия в рудах и минералах. Человечество научилось использовать этот газ в благородных целях – в медицине, геологии, сельском хозяйстве и металлургии. В Академии Водного Транспорта попытались найти новые полезные свойства радона.

Залежи природного газа расположены на глубине от 400 до 10000 метров, при этом в большинстве случаев добыча производится из месторождений, с глубиной до 1800 метров, а концентрация радона значительна на глубине до 2 километров. Следовательно, в добываемом газе концентрация радона достаточна для определения его специальными детекторами.

Утечки газа возникают в конструкционно слабых местах, точках коррозии и участках, имеющих небольшие структурные повреждениях материала. Кроме того есть и другие причины, приводящие к появлению утечек, такие как случайное повреждение ёмкости и т. д. Утечка газа на судне приводит к возникновению следующих опасностей: риск объёмного или холодного взрыва, воспламенения, опасность отравления или термического ожога экипажа и пассажиров судна, загрязнение окружающей среды, выход из строя энергетических систем судна. Для обеспечения безопасности на судне должна использоваться система обнаружения утечек. Система обеспечивает формирование сигнала тревоги о возможном наличии утечки и отображение информации, помогающей принять решение о наличии или отсутствии утечек. Системы первого вида используют контрольно-измерительное оборудование (датчики давления, расходомеры, датчики температуры и т.д.) для мониторинга параметров среды в ёмкости. Системы второго вида используют контрольно-измерительное оборудование (ИК-радиометры, тепловизоры, детекторы паров, акустические микрофоны, волоконно-оптические датчики и т.д.) для контроля параметров вне ёмкости. Существуют также системы обнаружения утечек газа из трубопроводов, основанные на радоновых детекторах.

Задача исследования состоит в нахождении метода обнаружения наличия утечки газа из ёмкости методом сравнительного измерения концентрации радона. Так как природный газ примерно на 95% состоит из метана с молярной массой 16,04г/моль и на 0,1% – 4,5% из других летучих природных соединений, радон (молярная масса 222 г/моль), содержащийся в природном газе, является самым тяжёлым его составляющим - в 7,5 раз тяжелее воздуха. Поэтому индикатор радона необходимо размещать в самой нижней части судна, то есть закреплять в области льяльных колодцев, обеспечив соответствующую влагозащиту. Впрочем, этот вопрос требует специального исследования.

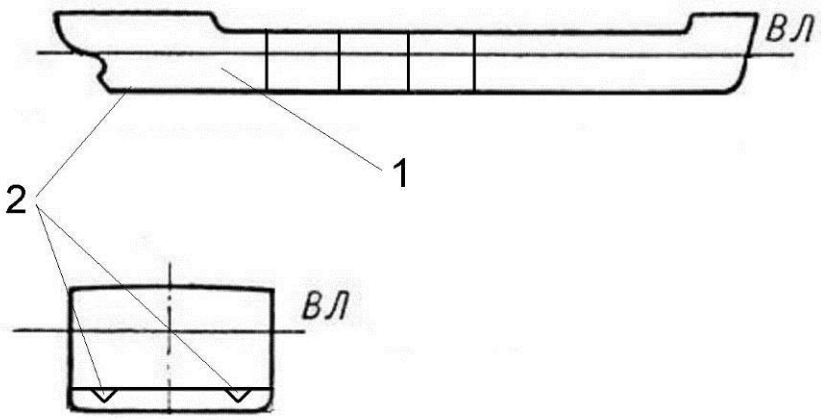


Рис. 1. Размещение датчиков радона на судне
1 - машинное отделение, 2 - льяльные колодцы

Измерение уровня радона происходит путём продувки воздуха через измерительный комплекс. Пример приспособления для всасывания воздуха приведён на рис. 2. Конец трубки воздуходувки снабжается непотопляемым «плотом» и водонепроницаемым колоколом. Данные средства позволяют защитить прибор от контакта с льяльными водами.

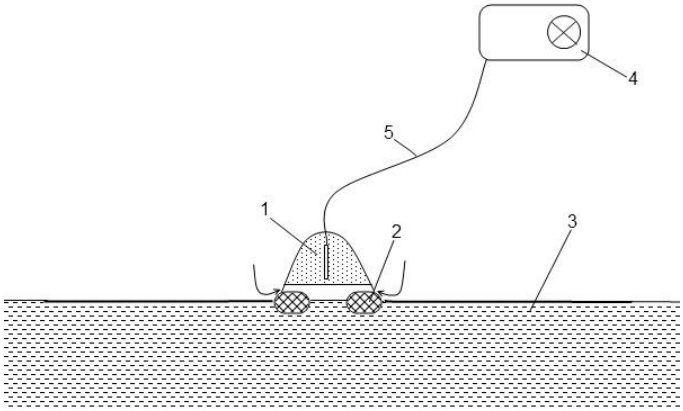


Рис. 2. Установка трубки воздуходувки
1 - трубка, подвешенная под водонепроницаемым колоколом,2 - «плот», 3 - вода, 4 - измерительный комплекс с сигнализатором, 5 - гибкая трубка воздуходувки

ОЦЕНКА ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ РАДОНОВОГО ИНДИКАТОРА

Для примера возьмём модель судна с трюмом объёма 100м3, в котором находится ёмкость со сжиженным природным газом. В трюме установим датчики метана чувствительностью 0,1% концентрации газа и датчик радона с чувствительностью к изменению на 1 Бк/м3. Активность радона, содержащегося в добываемом газе варьируется от 1850 Бк/м3 до 50 кБк/м3[3]. Согласно закону Грэма, метан будет диффундировать примерно в 3,75 раз быстрее радона, а радон, учитывая, что его масса в 7,5 раз больше массы воздуха, быстро накопится в самой нижней части судна. С помощью несложных арифметических операций получим, что для обнаружения утечки с помощью датчика метана, необходимо высвобождение около 0,1 м3 газа. С помощью радонового датчика количество «сбежавшего» до обнаружения газа составит от 0,00002 до 0,00054 м3 ±20%. Однако накопление нужного количества радона может быть замедленно сложной внутренней геометрией судна и конвективными потоками воздуха так, что время его накопления может оказаться большим, чем время диффузии для срабатывания метановых датчиков.

Прогнозируемые преимущества использования радоновых датчиков в определении утечек газа на судах:

- Высокая точность определения утечки газа
- Обнаружение утечек на ранних стадиях и обнаружение незначительных утечек
- Возможность использования всего одного датчика на несколько смежных отсеков
- Точная количественная характеристика утечки по объёмной активности радона
- Простота установки и обслуживания датчика

Возможные недостатки:

- Сложная геометрия судна, замедляющая накопление радона
- Снижение объёмной активности радона в природном газе вследствие его долгого хранения и транспортировки

В качестве измерителя Объёмной Активности (ОА) радона рекомендуется использовать Комплекс «Альфарад плюс» в комплектации «Р», который отвечает всем необходимым требованиям.

Таблица 1. Необходимые характеристики Комплекса «Альфарад плюс»

Диапазон измерения ОА радона-222 в воздухе	От 1 до $2*10^6$ Бк/$м^3$
Предел допускаемой основной относительной погрешности измерения объемной активности Радона-222	±20 %
Диапазон рабочих температур	0 – 50 ºС
Диапазон относительной влажности	10 – 95%
Диапазон атмосферного давления	700 – 820 мм рт. ст.

ВЫВОД

Проведённый анализ подтверждает возможность обнаружения утечки природного газа на судах с помощью детекторов радона. Необходимо проведение практических испытаний.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рихванов Л. П. Радиоактивные элементы в окружающей среде
2. Шулейкин В. Н. Радон почвенного и атмосферного воздуха и дегазация земли
3. Бородин С. Н., Матвиенко Д. В. Методы снижения концентрации радона в воздухе жилых помещений
4. Афонин А. А., Корчунов А. И., Котляров А. А., Чесноков В. Ю. Оптимизация параметров блоков измерения для мониторинга радона, торона и их дочерних продуктов в различных средах

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ТРАКТОРА НА СКЛОНЕ

IMPROVING THE TRACTOR EFFICIENCY ON THE SLOPE

Е.В. Ягубова – асп.
МГТУ им. Н.Э. Баумана

Abstract. The analysis of wheel tractor on a slope was carried out. The main motion features of the tractor unit in the transverse direction of the slope are identified. The main solving methods of the identified problems are reviewed and analyzed. The analysis of the basic drive structures for the agricultural tractors was carried out. Using wheels with individual drives on tractors are more efficient.

Население планеты с каждым годом растет, увеличивая тем самым спрос на продовольствие. Во всем мире сейчас ищут способы интенсивного выращивания сельскохозяйственных культур. Важным для этого является использование в полной мере всех земель, пригодных для нужд сельского хозяйства. Например, некоторая часть пахотных земель, пастбищ и сенокосов в нашей стране расположена в горных районах или на склонах. Эти земли на сегодняшний момент освоены не полностью из-за отсутствия или недостаточного количества техники, способной выполнять рабочие операции на участках с горным рельефом местности [1].

Трудности механизации полевых работ на участках склонов состоят в том, что продольная и поперечная устойчивость машин и тракторов снижается, ухудшаются маневренность и управляемость.

С точки зрения устойчивости движения более благоприятна и безопасна работа машинно-тракторного агрегата (МТА) в продольном направлении склона. Однако при этом происходит интенсивное развитие эрозии, что приводит к невосполнимым потерям плодородия почв. Поэтому, с точки зрения агротехнических и энергетических показателей, наиболее целесообразна работа тракторных агрегатов поперек склонов.

При движении поперек склона больше вероятность потери устойчивости трактора и опрокидывания. Поэтому необходимо контролировать угол склона, а также отслеживать предельно допустимый боковой крен трактора. В случае возникновения неожиданной опасности необходимо своевременно предупредить об этом тракториста [3].

Учитывая все эти особенности, на тракторах, предназначенных для работы в горных условиях или на участках склонов, применяют различные специальные устройства. Для определения угла крена и оповещения водителя в экстренных ситуациях используют указатели склона (склономеры), креномеры, кренодифферентометры, кренографы, эклиметры и т.д. [4].

Отдельно можно выделить в качестве систем, служащих для помощи водителю-трактористу, так называемые системы параллельного вождения. Выделяют следующие типы систем параллельного вождения: курсоуказатели, системы подруливания, устройства автопилотирования [5].

Курсоуказатели являются наиболее простыми устройствами. С помощью датчиков определяется отклонение агрегата от заданной траектории движения, затем это отклонение отображается на дисплее в кабине водителя.

Системы подруливания, в отличие от курсоуказателей, не просто информируют водителя об отклонении от заданной траектории, но и осуществляют подруливание трактора, чтобы реальный курс движения был максимально приближен к заданной траектории.

Системы автопилотирования обеспечивают автоматическое управление агрегатом, включая работу в загоне и развороты.

Выделяют два основных типа автопилотов: механический и гидравлический.

Механический автопилот представляет собой подруливающее устройство, корректирующее направление движения агрегата посредством воздействия на рулевое колесо. Автопилотирующие устройства такого типа можно устанавливать на любую технику.

Основным исполнительным элементом гидравлического автопилота является управляющий клапан, встраиваемый непосредственно в гидросистему рулевого управления трактора. Посредством управляющего клапана осуществляется подруливание. Стоимость гидравлических автопилотов высокая, поэтому их целесообразно устанавливать на дорогую технику, применять в тех случаях, когда необходима высокая точность обработки [5].

Применение технологий автоматического вождения позволяют снизить утомляемость тракториста, а следовательно повысить его работоспособность, и производительность, однако стоимость таких систем велика.

Устойчивость движения МТА по косогору зависит от многих факторов.

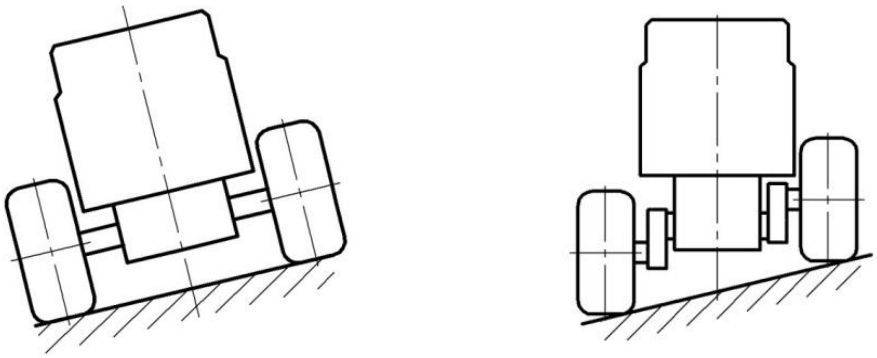
Так при движении МТА в поперечном направлении склона нормальная нагрузка перераспределяется по бортам: колеса борта, находящегося выше по склону, нагружены меньше, чем колеса борта, расположенного ниже по склону [1]. Происходит боковой увод эластичной пневматической шины - колесо катится под углом к плоскости вращения. Величина этого угла зависит от боковой силы, действующей на трактор, от боковой эластичности шины, нормальной нагрузки на колесо [3].

В то же время при недостаточном сцеплении колес с опорной поверхностью трактор будет сползать вниз по склону. Все это приводит к отклонению агрегата от заданной траектории движения. Чтобы сохранить заданное направление движения, трактористу необходимо подворачивать трактор в сторону вершины склона. Такое выравнивание приводит к «вилянию» трактора, к снижению полезной тяговой мощности агрегата.

Скорость движения трактора снижается, расход топлива увеличивается, ухудшаются тягово-сцепные свойства машин, снижается эффективность работы [3]. Качество технологического процесса ухудшается, а следовательно и производительность работы падает. Сдвиг почвы под колесами трактора приводит к образованию более глубокой колеи, из-за чего развиваются эрозионные процессы. В то же время на деформацию грунта затрачивается дополнительная энергия, поэтому сопротивление качению колеса увеличивается. В результате происходит повышенный износ элементов ходовой части, рулевого управления трактора, рабочих органов сельскохозяйственных орудий и машин. Необходимость постоянно подруливать для поддержания заданного курса движения приводит к повышенной утомляемости водителя, а следовательно к дополнительному снижению качества рабочего процесса [1].

Возможны различные методы, предотвращающие сползание трактора вниз по склону. Некоторые из них требуют внесения серьезных изменений в конструкцию тракторов, другие же реализуются в полевых условиях, с помощью установки дополнительных вспомогательных средств.

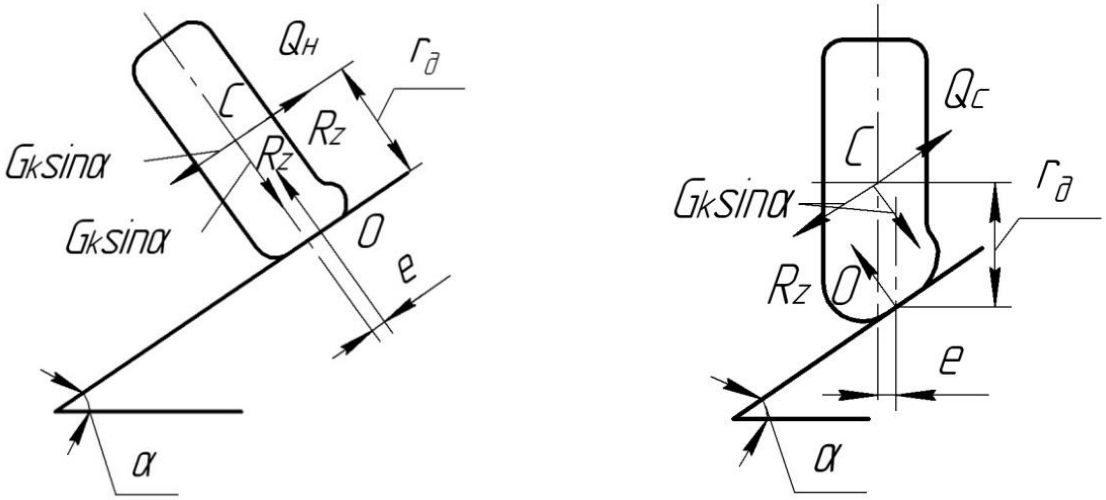
Для выполнения технологических процессов на склонах применяют обыкновенные *равнинные* (рис. 1, а) трактора, у которых повышена устойчивость к опрокидыванию путем приспособления ходовой системы, а также специальные трактора со стабилизацией остова (*низкоклиресные, крутосклонные* и *горные*) (рис. 1, б) [3].



а) б)

Рис. 1 Типы тракторов, используемых для работы на склонах:
а – равнинный; б - крутосклонный

При движении на склоне обычного равнинного или низкоклиренсного трактора рассматривают качение нестабилизированного колеса (рис.2, а). В случае движения по косогору специального крутосклонного трактора рассматривается качение стабилизированного колеса (рис. 2, б). Продольная плоскость колеса при этом в определенных пределах угла склона вертикальна [2].



а) б)

Рис. 2 Качение колеса на склоне:
а – нестабилизированного; б – стабилизированного

При качении нестабилизированного эластичного колеса на склоне под действием боковой составляющей силы тяжести пятно контакта шины с опорной поверхностью искажается и принимает форму искривленного эллипса. Точка приложения равнодействующей реакций грунта смещается на величину *е* от продольной плоскости симметрии колеса (см. рис. 2). При этом возникает боковой увод шины.

Можно считать, что площадь контакта нестабилизированного колеса на склоне остается примерно такой же, как и при качении колеса по горизонтальной опорной поверхности, а искажается только его форма (рис. 2,а).

Проводимые исследования показывают, что боковой увод стабилизированного колеса меньше при прочих равных условиях, а устойчивость трактора со стабилизацией остова значительно лучше, чем обычного равнинного при движении по склону [1].

Однако при качении стабилизированного колеса на склоне уменьшается площадь и ширина пятна контакта колеса с опорной поверхностью, значительно увеличиваются удельные давления на грунт, вызывающие его интенсивное разрушение, при образовании колеи происходит повышенная деформация почвы [2].

Применение системы стабилизации приводит к большей металлоемкости конструкции трактора, к ее усложнению и удорожанию. Поэтому с точки зрения организации и планирования производства наиболее выгодным и простым способом является приспособление равнинных тракторов для работы на склонах.

Рассмотрим влияние типа привода на эффективность работы трактора. В тракторостроении наиболее широко применяются два типа привода–блокированный и дифференциальный.

В блокированном приводе между угловыми скоростями колес трактора существует определенное неизменное соотношение. Данный тип привода обладает и недостатком: возможна циркуляция паразитной мощности в трансмиссии из-за неравенства окружных скоростей колес. При этом снижается КПД агрегата в целом, повышается износ шин.

В дифференциальном приводе крутящие моменты распределяются в соотношении, обеспечивающем наилучшие эксплуатационные свойства агрегата – максимальную силу тяги, устойчивость и управляемость. Крутящий момент должен распределяться по колесам пропорционально нормальной нагрузке и коэффициенту сцепления. Дифференциальный привод исключает возможность циркуляции мощности, однако его недостаток состоит в другом. При движении с различными коэффициентами сцепления под колесами левого и правого бортов, силы тяги на колесах этих бортов также будут различны. Это приведет к появлению отклоняющего момента, и соответственно к возникновению боковых сил, уводу шин, ухудшению устойчивости и управляемости агрегата [6]. При этом, если одно колесо оси попало в худшие сцепные условия, то другое колесо, находящееся в лучших условиях, не сможет реализовать полностью своих сцепных свойств. Таким образом, если колеса одной оси потеряли сцепление с грунтом, то трактор не может продолжать движение. Колеса оси, имеющей лучшее сцепление, не вращаются, а буксующие колеса вращаются с большей угловой скоростью [2]. Для устранения этого недостатка дифференциального привода дифференциал блокируют. При этом будут в полной мере использоваться сцепные возможности нижнего по склону колеса, а значит тяговое усилие трактора будет выше, топливная экономичность выше, однако управляемость трактора при этом будет хуже. Также от ходовой системы требуется повышенная прочность, поскольку в критических положениях трактора вся мощность двигателя реализуется через одно колесо [3].

Если обеспечить подведение крутящих моментов к колесам трактора в соответствии с условиями, в которых оказывается каждое конкретное колесо, можно добиться существенного уменьшения отклонения трактора от прямолинейной траектории движения. Так, например, к догруженным колесам нижнего по склону борта нужно подводить большие крутящие моменты, а разгруженным колесам верхнего по склону борта – меньшие. Необходима организация так называемого индивидуального привода. Для колесных тракторов с механической трансмиссией организация индивидуального привода приводит к очень сильному усложнению конструкции.

Широкое распространение получили в последнее время так называемые «гибкие» трансмиссии (гидрообъемные, электромеханические). Уровень технического и технологического развития данных трансмиссий позволяет получить высокий коэффициент полезного действия, сравнимый с КПД сложных многоступенчатых трансмиссий.

Примером реализации «гибкой» трансмиссии на тракторе можно назвать агрегат, предложенный Льяновым М.С. В его работе [1] рассматривается возможность повышения курсовой устойчивости трактора с гидрообъемным приводом колес передней оси при

движении в поперечном направлении склона. Данная схема гидропривода позволяет включать в ведущий режим нижнее по склону управляемое колесо, что дает возможность компенсировать отклоняющий момент, повысить тяговые возможности трактора на поперечном склоне.

«Гибкая» трансмиссия может быть реализована также применением электромеханической трансмиссии. Примером может служить разработка компании ООО «Русэлпром-Электропривод», которая спроектировала и изготовила комплект тягового электрооборудования (КТЭО) для трактора Беларус 1523 тягового класса 3,0 с колесной формулой 4×4. Вместо сцепления и коробки передач в данной конструкции установлены генератор и тяговый электродвигатель [7].

Электромеханическая трансмиссия позволяет бесступенчато регулировать скорость движения. Возможен режим работы, при котором вся энергия двигателя внутреннего сгорания трактора будет преобразовываться в электрическую. Это позволяет осуществить привод различных электрических агрегатов соответствующей мощности. Это очень важно, поскольку трактор – тягово-транспорное средство, от которого требуется высокая энерговооруженность. Мощность энергетической установки МТА должна расходоваться не только на преодоление сопротивления движению, но также и на привод рабочего оборудования, создание большого тягового усилия «на крюке». Поэтому задача повышения энергоэффективности трактора является очень актуальной.

ВЫВОДЫ

Существующие рекомендации и правила работы тракторного агрегата на склоне предписывают все основные операции по обработке почвы и уходу за сельскохозяйственными культурами производить в поперечном направлении склонов. Однако в этом случае происходит перераспределение нормальной нагрузки по бортам трактора. А из-за разности сил сопротивления качению колес верхнего и нижнего по склону бортов, бокового увода шин, недостаточного сцепления колес с опорной поверхностью трактор будет отклоняться заданной траектории движения. При этом будет снижаться эффективность работы агрегата на склоне.

Анализ особенностей эксплуатации колесных тракторов на склонах позволил обосновать способы и средства решения перечисленных проблем и повышения эффективности их работы.

Разработка агрегатов, способных работать на участках склонов, проводится, в основном, в двух направлениях: модернизация существующих, а также разработка принципиально новых конструкций. И в том, и в другом случае есть как преимущества, так и недостатки. Например, применение систем стабилизации положения остова трактора приводит к повышению металлоемкости конструкции, ее удорожанию и т.д. А качение стабилизированного колеса крутосклонного трактора сопровождается повышенными удельными давлениями на грунт, что приводит к уплотнению почвы и интенсивному развитию эрозии почвы.

Применяемые на тракторах дифференциальный и блокированный приводы также не позволяют решить все возникающие проблемы.

Используя «гибкие» трансмиссии на тракторах, за счет возможности индивидуального и рационального подвода мощности к каждому колесу с учетом конкретных условий движения, можно устранить вышеперечисленные недостатки и повысить эффективность работы на склоне МТА в целом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Льянов М.С. Улучшение эксплуатационных свойств колесных тракторов за счет повышения их курсовой устойчивости на склонах: Дис. …канд. техн. наук: 05.05.03. – Ленинград-Пушкин, 1991. - 184 с.

2. Тракторы. Теория. Под общей редакцией В.В. Гуськова – М.: Машиностроение, 1988. -

376 с.
3. Колесные тракторы для работы на склонах/ П.А. Амельченко, И.П. Ксеневич, В.В. Гуськов, А.И. Якубович – М.: Машиностроение, 1978. – 248 с., ил.
4. Заславский М.Н., Каштанов А.Н. Почвоводоохранное земледелие. – М.: Россельхозиздат,1984. – 462 с.
5. Клочков, А.В. Возможности применения курсоуказателей с системой GPS. / А.В.Клочков, А.Е.Маркевич // Белорусское сельское хозяйство. – 2009. - № 11. - С. 36-43.
6. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: В 3 т. Т. 2/ Б.А. Афанасьев, Л.Ф. Жеглов, В.Н. Зузов и др.; Под ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 528 с.: ил.
7. Florentsev S., Pukhovoy A., Uss I, Izosimov D., Makarov L. Agricultural tractor with pure electromechanical drivetrain // Proceedings 6th International commercial powertrain conference. - Graz, Austria, 2011.- P. 113 — 120.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТРЕЩИНОСТОЙКОСТИ МАТЕРИАЛА ТОНКОСТЕННЫХ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ НА С-ОБРАЗНЫХ И ТОРООБРАЗНЫХ ОБРАЗЦАХ

THE CRACK RESISTANCE DETERMINATION OF MATERIAL FOR THIN-WALLED PIPELINE SYSTEMS ON C-SHAPED AND THE TOROUS-SHAPED SPECIMENS

А.С. Яковлев – асп., **В.И. Астафьев –** д.ф.-м.н., проф.
Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Abstract. In this report the technique of fracture toughness determination for thin-walled lines, loaded with internal pressure is stated. For this purpose, use the C-shaped and toroidal specimens.

Аннотация. В докладе изложена методика определения трещиностойкости (вязкости разрушения) материала тонкостенных криволинейных трубопроводов, нагруженных внутренним давлением. С этой целью используются С-образные и торообразные образцы.

Существующий в настоящее время отечественный стандарт ГОСТ 25.506-85 по определению характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) материалов при статическом нагружении не рассматривает возможность использования при испытаниях С-образных или торообразных образцов с надрезом [1], максимально моделирующих условия разрушения подобных трубопроводов. Следует отметить, что испытания на внецентренное растяжение С-образных образцов с надрезом включены в стандарт ASTM E 399-83 и более поздние редакции этого стандарта [2]. Однако размеры образцов допускают реализацию испытаний в соответствии с этим стандартом лишь для трубопроводных систем достаточно большого диаметра (d>150 мм). В связи с этим возникает проблема при испытаниях на трещиностойкость трубопроводных систем малого и среднего диаметра (d=50-70 мм). Материалами данных трубопроводов. как правило, являются стали и сплавы, обладающие значительным сопротивлением развитию трещин, что приводит к накоплению пластических деформаций в трубопроводе перед его разрушением. Следовательно, возникает задача о разработке методики испытаний тонкостенных трубопроводных систем малого и среднего диаметра, базирующейся на подходах механики упруго-пластического разрушения.

Основной характеристикой механики упруго-пластического разрушения является величина J_c – критическое значение J-интеграла Черепанова-Райса [3]. Учитывая, что $J = -\partial U / \partial l$, где U – упругая энергия тела с трещиной l, для изгибаемого моментом M тонкого криволинейного стержня с трещиной глубиной l в среднем поперечном сечении можно записать, что

$$K_I = \sqrt{EJ} = M\sqrt{\frac{\beta_M}{hI_0}\left(\frac{I_0}{I_1} - 1\right)}, \qquad (1)$$

где h - толщина стенки трубопровода, I_0 и I_1 – момент инерции перечного сечения С-образного или торообразного образца для испытаний в не надрезанном состоянии и с надрезом глубиной l относительно нейтральной оси, β_M - эмпирический поправочный коэффициент, зависящий от способа приложения нагрузки (при трехточечном изгибе криволинейного образца β_M =1.32).

Таким образом, процедура испытаний на трещиностойкость трубопроводных систем малого и среднего диаметра следующая.

1. Для С-образных образцов -

- из стенки трубопровода в поперечном направлении к ее оси вырезаются

кольца шириной $B=(6-8)h$, из которых изготавливаются С-образные образцы на трехточечный изгиб диаметра d (d - диаметр трубопровода в поперечном направлении) с начальной стрелой прогиба $d_0=(0.3-0.4)d$ и центральным эррозионным надрезом $l_0=(0.4-0.5)h$,

- образцы нагружаются на трехточечный изгиб с записью диаграммы нагрузка P - уменьшение стрелы прогиба $\Delta=d_0-d$,
- по предельному значению приложенной нагрузки P_c вычисляется соответствующее предельное значение изгибающего момента M_c в ослабленном сечении образца, по которому в соответствии с формулой (1) вычисляется K_{Ic} - трещиностойкость или вязкость разрушения материала вдоль оси трубопровода.

2. В случае торообразных образцов –

- из торообразного коллектора изготавливаются криволинейные образцы на трехточечный изгиб двойной кривизны d и D (d - диаметр трубопровода в поперечном направлении, D – диаметр трубопровода в окружном или меридиональном направлении) с поперечным эрозионным надрезом $l_0=(0.4-0.5)d$,
- образцы нагружаются на трехточечный изгиб с записью диаграммы нагрузка P - уменьшение стрелы прогиба $\Delta=D_0-D$,
- по предельному значению приложенной нагрузки P_c вычисляется соответствующее предельное значение изгибающего момента M_c в ослабленном сечении образца, по которому в соответствии с формулой (1) вычисляется K_{Ic} - трещиностойкость или вязкость разрушения материала в поперечном к оси направлении трубопровода.

Вычисление K_{Ic} по изложенной процедуре в случае хрупкого разрушения, когда диаграмма $P(\Delta)$ является линейной вплоть до момента разрушения образца. В случае упруго пластического разрушения, когда в ослабленном сечении образца предваряя его разрушение будет происходить упруго-пластическое деформирование линейную зависимость изгибающий момент - изменение кривизны в ослабленном сечении, использованную при выводе формулы (1), необходимо заменить нелинейной зависимостью, основанной на нелинейной диаграмме для упруго-пластического деформирования.

На основе изложенной методики и соотношения (1) для тонкостенного коллектора их жаропрочного сплава ЭИ были определены значения его трещиностойкости. Эти значения показали, что металл коллектора обладает высокой стойкостью к развитию в нем поверхностных осевых трещин, а также остановке поверхностных трещин, если произойдет их прорастание и они превратятся в сквозные. Эта ситуация в тонкостенных трубопроводных системах известна как «утечка перед разрушением» (LBB=leak before break) и активно используется при проектировании трубопроводных систем АЭС [4].

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 25.506-85. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний материалов. Определение характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) при статическом нагружении. – М.: Изд-во стандартов, 1985. – 62 с.
2. American Society for Testing and Materials. Standard Test Method for Plain-Strain (Chevron-Notch) Fracture Toughness of Metallic Materials (ASTM E 1304-97) // Annual book of standards. – Philadelphia: 2005. – 11 p.
3. *Черепанов, Г.П.* Механика хрупкого разрушения. – М.: Наука, 1974. – 640 с.
4. *Гетман, А.Ф.* Концепция безопасности «течь перед разрушением» для сосудов и трубопроводов давления АЭС. – М.: Энергоатомиздат, 1999. – 258 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

Акиньшин Р.Н. Повышение эффективности лезвийной обработки заготовок из труднообрабатываемых материалов **3**

Андреев Ф.Б., **Гуськов А.М.**, **Thouverez F., Blanc l.** Анализ взаимодействия между диском с лопатками и корпусом через лабиринтное уплотнение **8**

Арзыбаев А.М. Основные принципы модульной технологии основы автоматизации проектирования технологии **13**

Барышева Д.В., Киселев И.А., Воронов С.А., Воронин И.В. Исследование динамики чувствительного элемента для регистрации терагерцового излучения на основе эффекта автоэлектронной эмиссии **17**

Балакирев Э.В., **Симич-лафицкий Н.Д., Цветкова Е.В.**, **Базалеева К.О.** Исследование структуры и свойств титанового сплава Вт-6, полученного методом электронно-лучевого плавления (ЭЛП) **22**

Бекаев А.А., **Попов А.В.**, **Надольский М.А.** Прогнозирование получаемого качества обрабатываемой поверхности детали на основе матмоделирования процесса формообразования при прошивании **27**

Богданов С.В., **Плаксин А.М., Козак Н.В.** Разработка и отладка функций коммуникации интерфейса ЧПУ-ПЛК на основе протокола TCP/IP **29**

Британков А.К. Особенности применения обобщённого спектрально-аналитического метода для описания и обработки сигналов в вибро-акустических задачах **33**

Борисова Е.А., Зелинский В.В Исследование влияния обработки магнитным полем на износ инструментальных сталей **38**

Бутримова Е.В. Моделирование распространения вибрации в технологическом оборудовании с применением линейных функций **43**

Васильев М.С. Преобразование схем дорожных сетей **48**

Варнавский А.Н. Организация деятельности водителя по критерию максимизации здоровьесбережения **52**

Вожова Н.В., **Скопинский В.Н.**, **Сметанкин А.Б.** Оценка предельных пластических нагрузок в днище сосуда давления с патрубком при комбинированном нагружении **56**

Волкова Л.Ю., **Яцун С.Ф.**, **Локтионова О.Г.**, **Ворочаев А.В.** Динамические режимы разгона прыгающего аппарата **61**

Габибуллаев К.З., **Елхов П.Е.** Точность подвижных сопряжений изделий при их эксплуатации **66**

Гальченко К.В., **Лукиенко Л.В.** Выбор параметров опорно-поворотного механизма шахтного робота-манипулятора **69**

Горбатенков Г.Ю. , **Бухтеева И.В.** Упрочнение сферических поверхностей дифференциалов – путь к повышению их долговечности и надежности **72**

Горева К. С., **Шаронова А. С.**, **Шапин В. И.** Влияние вибрации на развитие растений **76**

Гребёнкина М.И., **Иванов В.И.**, **Щербаков В.И.** Оценка риска транспортирования длинномерного легкодеформируемого объекта по дороге со случайными неровностями **80**

Губарев Д.В., Губарева Ю.Н. Выявление эксплуатационных режимов работы контактных групп зарубежных и отечественных производителей **85**

Губарев Д.В., Губарева Ю.Н. Изготовление контактных элементов на основе алюминиевых сплавов **91**

Губарева Ю.Н. Технологии улучшения эксплуатационных характеристик инструментов для опиливания поверхностей **96**

Долганова О.Ю. Математическое моделирование и управление ростовыми процессами в живых тканях **101**

Доронин А.М. Упругопластические волны в стержне (по теории Бишопа) из материала с линейным упрочнением **102**

Зайцев А.Н., Куксенова Л.И., Сачек Б.Я., Александрова Ю.П. Влияние скорости скольжения на характеристики трения некоторых плазменных оксидных покрытий при повышенных температурах **106**

Зюзин Ю.С., **Богданов В.В.** Изучение биомеханики ДТП, аспектов безопасности водителя и пассажиров с позиции… «подложенной свиньи»! **111**

Иванов В.И., **Гребёнкина М.И.**, **Намёткин А.К.**, **Гусев А.С.**, **Щербаков В.И.** Методы приведения случайных процессов со сложной структурой к процессам с простой структурой **115**

Иванов И.И., **Киселев И.А.** Разработка методики учёта деформаций инструмента при моделировании динамики фрезерования **119**

Исаев В.В., **Лукиенко Л.В.** Расширение области применения шахтных электровозов за счёт использования зубчато-реечных передач **124**

Казанцев Д.А., **Маслов С.В.** Определение термонапряженного состояния элементов парогенерирующего оборудования атомных и тепловых энергоблоков расчётно-экспериментальным методом с использованием натурной тензометрии **128**

Каймин В.Г., **Сабиров Ф.С. Земмлер У.** Влияние динамических характеристик станка на качество обрабатываемой поверхности **132**

Карпов Е.К. Адаптивная система фильтрации задающих воздействий системы управления движением быстроходной гусеничной машины **135**

Карпов И.А., **Демьянушко И.В.**, **Болдырева М.Е.** Моделирование работы тросовых дорожных удерживающих ограждений и их элементов **140**

Киквидзе О.Г., **Турдалиева З.Ж.** Феноменологическая модель деформирования материала в агрессивной среде **144**

Киселев Д.О., **Сапрыкин Б.Ю.**, **Типалин С.А.** Пружинение многослойного материала при изгибе **148**

Клочков Н.П., **Крукович М.Г.** Технологические процессы газового азотирования **152**

Кокуров А.М., **Плугатарь Т.П.**, **Малахов А.В.** Экспериментальное исследование поведения биокомпозитов с криволинейным армированием **156**

Колесов Д.А.., **Ерофеев В.И.**, **Лисенкова Е.Е.** Генерация волн источником, движущимся по деформируемой направляющей, лежащей на упруго-инерционном основании **161**

Кривошеев С.В. Управление моделью многозвенного манипулятора с помощью значения электрических токов снятых с поверхности руки **167**

Ласточкин А.Б., **Терехова А.Н.** Особые положения ротопода **171**

Лещинский Д.Ю. Повышение энергоэффективности колесного транспортного средства путем применения маховичных накопителей энергии **175**

Листрова К.С., **Манжосов В.К.** Моделирование продольного удара стержня о жесткую преграду **180**

Лязгин А.О., **Шугуров А.Р.**, **Панин А.В.** Получение гальванических покрытий на основе золота с улучшенными механическими и трибологическими характеристиками методом импульсного электроосаждения **183**

Малахов А.В., **Полилов А.Н.** Биомеханические принципы проектирования композитных конструкций с применением криволинейного армирования **188**

Марков А.С., **Марков В.С.** Устройство для нанесения износостойких покрытий на режущий инструмент **193**

Марков В.С., Марков А.С. Диагностический щуп для контроля смазочных масел при эксплуатации двигателей внутреннего сгорания **196**

Марков А.С., В.Н.Воронин. Технология упрочнения щлифовальных кругов методом детонационного напыления **200**

Медвинская Н.С., Бекаев А.А., Матюхов Р.А. Реализация «эффекта Юткина» в ЭГЭ-перфораторе **203**

Минаев А.А. Мультиагентная архитектура систем управления в машиностроении **208**

Мишин П.П., Осипов Н.Л., Чабунин И.С. Развитие модульного принципа при проектировании несущих систем транспортных средств для перевозки негабаритных тяжеловесных грузов **211**

Мойсейчик А.Е., **Мойсейчик Е.А.** Неразрушающий контроль стальных подкрановых балок по деформационным тепловым полям поверхности **216**

Наумов О.В., Москвитин Г.В., Архипов В.Е., Поляков А.Н. Формирование наноструктур импульсным лазерным напылением **221**

Никифоров А.Н., С.Н.Жеребчиков, Л.В.Кочетова, А.Е.Шохин Упругопластическая вязкая контактная модель взаимодействия ротора со статором **225**

Паршиков О. Н., Яковлева А.П. Повышение нагрузочной способности изделий методом электромеханической обработки **234**

Пахалина Н.С., Морозов Е.М., Мавиенко Ю.Г. Расчет траектории трещины, возникающей в грунте вокруг скважины **236**

Плитов И.С., Татусь Н.А., Полилов А.Н. Компьютерные методы моделирования структуры армирования композитных элементов **243**

Плугатарь Т.П., **Кокуров А.М.**, **Малахов А.В.** Испытание на растяжение биокомпозитов с криволинейным армированием **249**

Плугатарь Т.П., Усов С.М. Совместное применение методов спекл-интерферометрии и корреляции цифровых изображений для исследования образцов с концентратором при испытании их на малоцикловую усталость **253**

Поляков Ю.А., Горобцов А.С., **Карцов С.К.** Проверка адекватности динамической модели автомобиля с гидропневматическими подвесками по результатам дорожных испытаний **258**

Понедельченко М.С., **Яцун С.Ф.** Дискретное управление движением аппарата для реабилитации нижних конечностей человека после травм **263**

Потапова А.А., **Столяров В.В.** Свойства памяти формы в сплавах на основе TiNi, подвергнутых электропластической деформации прокаткой **267**

Приходько А.А., **Смелягин А.И.** Структурный синтез и кинематический анализ возвратно-вращательного перемешивающего устройства **272**

Пугачев М.С., **Архипов В.Е.**, **Лондарский А.Ф.**, **Москвитин Г.В.** Нанесение защитных покрытий газодинамическим методом **276**

Пугачев М.С., **Архипов В.Е.**, **Лондарский А.Ф.**, **Москвитин Г.В** Оценка трибологических свойств газодинамических покрытий **281**

Пышечкин Н.А., **Петухов С.Л.** Повышение качества сборки – гарантия экспуатационной надежности изделия **286**

Русланцев А.Н. Модель нелинейного деформирования полимерных композиционных материалов **291**

Савельева А.С., **Крукович М.Г.** Технологические процессы борирования для получения защитных слоев различного целевого назначения **296**

Сальников А.В. Применение пакетов многокритериальной оптимизации к задачам конструктивно-прочностного проектирования узлов рабочих колес газотурбинных двигателей **301**

Саркисов П.И., **Попов С.Д.** Подход к моделированию качения колеса с упругой шиной без скольжения на основе кинематических связей **306**

Сахаров А.В. Определение возможности выполнения производственных заказов при имеющемся станочном парке предприятия **311**

Свирин В.И., **Степанян И.В.** Моделирование циклических процессов в биомеханических системах методом генетических проекционных операторов **315**

Семенова М.М., **Матвиенко Ю.Г.** Концепция осреднения напряжений в поиске траектории поверхностной трещины смешанного типа при контактном нагружении **319**

Середа Н.А. Исследование манипуляторов с возможностью вращательного движения ведущего звена исполнительного механизма **324**

Скользнев А.В. Методы и средства контроля качества аппаратно-программного комплекса симуляционной медицины **327**

Смирнов Е.А., **Федотов В.Н**. Оптимизация муниципального пассажирского автопарка на основе обобщающих показателей перевозочного процесса **330**

Сутягин А.Н. К вопросу о закономерностях процессов формирования поверхностного слоя деталей трибосистем в равновесном состоянии на основе энергетического подхода к проблеме обеспечения износостойкости деталей **334**

Сучилин Д.Н., **Зелинский В.В.** Исследование влияния накатывания на триботехнические свойства антифрикционных материалов **338**

Тараканов П.В. Подход к оценке ресурса элементов конструкций, находящихся в условиях водородсодержащей среды и циклического нагружения **343**

Тараторкин А.И., **Держанский В.Б., Харитонов С.А.** Исследование параметрических резонансных колебаний дисков фрикционов узлов трансмиссий транспортных машин **346**

Татусь Н.А., **Полилов А.Н.** Эффективное применение волокнистых композитов в автомобилестроении **352**

Тихомирова К.А., Труфанов Н.А. Построение определяющих соотношений для материалов, претерпевающих релаксационный переход **357**

Успенский И.Е., **Федотов В.Н.** Надежность двигателей пассажирских автобусов в условиях реальной эксплуатации крупного города **361**

Фишков А.А., **Бирюков В.П.** Структурное измельчение и сверхпроводящее лазерная наплавка тел вращения с принудительной подачей порошкового материала **366**

Фролова А.В., **Столяров В.В.** Состояние в сплаве Nb-47вес.%Ti, подвергнутом прокатке с импульсным током **369**

Хворов И.А., **Давыдов В.М.**, **Подрезов В.П.** Вопросы нейронного анализа и синтеза номенклатуры в металлообрабатывающей промышленности **374**

Хордиков А.Э., **Дощечкина О.А., Суменков А.Л.** Изменение механических характеристик наносистем под действием температуры **378**

Чумаков Д.А., **Поздеев А.В., Карлов В.И.** Виброзащитные свойства пневматических рессор с инерционными демпфирующими устройствами **381**

Чичварин А.В., **Сидоренко Р.А.** Решение прямой задачи кинематики платформы Стюарта с помощью нейронных сетей **388**

Шариков М.Ю., Аббясов В.М. Повышение долговечности тяжелонагруженных торцовых муфт **393**

Шаяхметова Л.Р., **Каменских А.А.** Численное исследование вынужденных колебаний изделия от действия импульсного воздействия **396**

Шустик Е.Г., **Степанов А.М.** Возможность использования датчиков радона для определения утечки природного газа в закрытых помещениях **400**

Ягубова Е.В. Повышение эффективности работы трактора на склоне **403**

Яковлев А.С., **Астафьев В.И.** Определение трещиностойкости материала тонкостенных трубопроводных систем на с-образных и торообразных образцах **409**

Содержание **411**

СПОНСОРЫ МИКМУС-2013

Компания АСКОН
www.ascon.ru
Крупнейший российский разработчик инженерного программного обеспечения и интегратор в сфере автоматизации проектирования и производства

Компания ABBYY
www.abbyy.ru
Крупнейший разработчик решений в области искусственного интеллекта, ввода документов, обработки данных и перевода

Компания ESET
www.esetnod32.ru
Ведущий международный разработчик антивирусного программного обеспечения, эксперт в области защиты от киберпреступности и компьютерных угроз

Оргкомитет конференции выражает признательность и благодарит Спонсоров за оказанную поддержку в организации мероприятия

Юбилейная XXV Международная
инновационно-ориентированная конференция
молодых учёных и студентов
МИКМУС-2013
Материалы конференции
(Труды конференции)

Ответственный редактор **Татусь Н.А.**
Художественное оформление **Шабалин В.В.**

www.mikmus.ru