

РОССИЙСКАЯ АКАДЕМИЯ НАУК
РОССИЙСКИЙ ФОНД ФУНДАМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ
ИНСТИТУТ МАШИНОВЕДЕНИЯ ИМ. А.А. БЛАГОНРАВОГА

**ДИНАМИКА И ПРОЧНОСТЬ КОНСТРУКЦИЙ
АЭРОГИДРОУПРУГИХ СИСТЕМ. ЧИСЛЕННЫЕ МЕТОДЫ**

Труды четвертой Всероссийской научно-технической конференции

14 - 15 ноября 2017 года

Сборник тезисов докладов

Москва 2017 год

УДК 621.0
ББК 34.4

Редакционный совет Конференции

С.М. Каплунов, Н.Г. Валес, Т.Н. Фесенко,
Е.А. Дронова, Н.А. Ченцова, Л.И. Шитова

.....ДИНАМИКА И ПРОЧНОСТЬ КОНСТРУКЦИЙ АЭРОГИДРОУПРУГИХ СИСТЕМ. ЧИСЛЕННЫЕ МЕТОДЫ. Труды четвертой Всероссийской научно-технической конференции – М.: Издательство , 2017.-

ISBN

В сборнике приводятся результаты исследований, выполненные за последние годы российскими специалистами по динамике и прочности конструкций различного назначения с учетом многообразия нагрузок и их распределения по элементам конструкций.

Как показывает анализ представленных докладов, большинство работ посвящены решению задач общего расчетно–экспериментального подхода при оценке динамики и прочности аэрогидроупругих систем и комплексов энергетического оборудования, транспорта, гражданского строительства и трубопроводов различного вида и назначения. Приводятся новые результаты по устойчивости конструкций, исследованию групповых линейных и нелинейных колебаний пучков стержней/труб и коаксиальных оболочек в жидкости, а также моделировании механизмов возбуждения колебаний конструкций потоком жидкости, включая опасные режимы автоколебаний. Значительное внимание исследователей уделено экспериментальному анализу динамики и прочности конструкций АГС различного назначения, при этом особое внимание уделяется численному моделированию анализируемых процессов и комбинированным вариантам расчета систем.

Сборник рассчитан на научных работников, инженеров, конструкторов и специалистов, занимающихся проектированием и эксплуатацией энергетических машин и оборудования.

Доклады в сборнике расположены в алфавитном порядке фамилий первого автора, список докладов (содержание) приведен в начале сборника.

УДК 621.0
ББК...34.4...

Издание подготовлено при финансовой поддержке
Российского Фонда фундаментальных исследований (проект - г 17.08-20558).

ISBN 978-4465-1629-2

© Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, 2017

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

Глазунов В.А. ПРИВЕТСТВИЕ УЧАСТНИКАМ ЧЕТВЕРТОЙ ВСЕРОССИЙСКОЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ «ДИНАМИКА И ПРОЧНОСТЬ КОНСТРУКЦИЙ АЭРОГИДРОУПРУГИХ СИСТЕМ. ЧИСЛЕННЫЕ МЕТОДЫ»	7
Абдрияшитов Д.А., Иванов С.В. РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГИДРОТУРБИН	9
Абдухакимов Ф.А. ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ ПАНЕЛИ ОБШИВКИ НА ГРАНИЦЫ ФЛАТТЕРА ПРИ МАЛОЙ СВЕРХЗВУКОВОЙ СКОРОСТИ	10
Апарин В.А., Сетуха А.В. РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ АЭРОУПРУГОСТИ ПАРАШЮТОВ ВИХРЕВЫМ МЕТОДОМ	11
Банах Л.Я., Тывес Л.И., Шохин А.Е. КОНТАКТНЫЕ РЕЖИМЫ РОТОРА С ПЛАВАЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ РОТОРНОЙ СИСТЕМЫ	12
Баутин А.А. РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ МОНИТОРИНГА СОСТОЯНИЯ КОНСТРУКЦИИ С ПОМОЩЬЮ АНАЛИЗА КИНЕТИКИ МЕСТНОГО НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ	13
Бозняков Е.И., Афанасьева И.Н., Белостоцкий А.М. ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ РЕАКЦИИ ТОНКОСТЕННОЙ УПРУГОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ КОНСТРУКЦИИ ПРИ ТРЕХМЕРНОМ ОБТЕКАНИИ В СВЯЗАННОЙ ПОСТАНОВКЕ	14
Бритиков Н.А., Афанасьева И.Н., Белостоцкий А.М. МЕТОДИКА ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ЗАДАЧ АЭРОАКУСТИКИ И ЕЁ ВЕРИФИКАЦИЯ НА ПРИМЕРЕ РАСЧЁТА ЛАБИАЛЬНОЙ ОРГАННОЙ ТРУБЫ	15
В. М. Бырдин ПЕРЕСЕЧЕНИЯ И БИДВУКРАТНОСТИ ТРАНСЦЕНДЕНТНЫХ И ВИРТУАЛЬНЫХ ФУНКЦИЙ И КРИВЫХ & СИНГУЛЯРНЫЙ АНАЛИЗ, ПРОСТЫЕ АСИМПТОТЫ, РАЗДВОЕНИЕ БИВОЛН	16
Бырдин В.М. СТРУКТУРА ТРАНСЦЕНДЕНТНЫХ И ВИРТУАЛЬНЫХ ФУНКЦИЙ И КРИВЫХ (СИНГУЛЯРНЫЙ АНАЛИЗ, ЭФЕКТИВНЫЕ АСИМПТОТЫ, ДИСПЕРСИЯ ВОЛН)	17
Гаврилов С.Н., Петреня Ю.К., Жуков Д.В., Ройтгарц М.Б. РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ТОРЦЕВЫХ ЗОН СТАТОРОВ МОЩНЫХ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ	18
Гадолина И.В., Лебединский С.Г. МАРКОВСКИЕ МАТРИЦЫ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ СЛУЧАЙНЫХ ПРОЦЕССОВ ХАРАКТЕРНЫХ ДЛЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ	19
Георгиевская Е.В. ДИНАМИКА ГИДРОТУРБИН В УСЛОВИЯХ РАСШИРЕННОГО ДИАПАЗОНА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМОВ	20
Голуб А.П., Селюцкий Ю.Д. О ДИНАМИКЕ УПРУГО ЗАКРЕПЛЕННОГО ДВУХЗВЕННОГО МАЯТНИКА В ПОТОКЕ СРЕДЫ	21
Гриб В.В., Петрова И.М. ВЛИЯНИЕ ЗАЗОРОВ НА ВЕРОЯТНОСТЬ ОТКАЗА ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ	22
Грызлова Т. П. ИНФОРМАТИВНОСТЬ ПРИЗНАКОВ НА ОСНОВЕ WAVELET-ПРЕОБРАЗОВАНИЯ И HW-АНАЛИЗА ВИБРАЦИОННЫХ СИГНАЛОВ ДЛЯ ОЦЕНКИ СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВ ГТД	23
Каплунов С.М., Вальес Н.Г., Самолысов А.В. ИЕРАРХИЧЕСКАЯ СИСТЕМА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ПРИ РЕШЕНИИ СВЯЗНЫХ ЗАДАЧ РАЗЛИЧНОЙ СЛОЖНОСТИ	24
Каплунов С.М., Вальес Н.Г., Дронова Е.А., Ченцова Н.А., Фурсов В.Ю., Солонин В.И. ЧИСЛЕННЫЙ ЭКСПЕРИМЕНТ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ДИНАМИКИ И ПРОЧНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ АЭРОГИДРОУПРУГИХ СИСТЕМ И ЕГО ВЕРИФИКАЦИЯ	25
Каплунов С.М., Марченко Е.А., Эфрос Д.Г., Панов В.А., Большухин М.А. О ПЕРСПЕКТИВЕ РАЗРАБОТКИ РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО МЕТОДА ОЦЕНКИ ФРЕТТИНГ - ИЗНОСА КОНТАКТИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕПЛООБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ	27

Климина Л.А., Локшин Б.Я. ДИНАМИКА ДВУХПРОПЕЛЛЕРНОЙ ГОРИЗОНТАЛЬНО-ОСЕВОЙ ВЕТРОУСТАНОВКИ	28
Кочетков А.В., Абузьяров М.Х., Глазова Е.Г., Крылов С.В., Модин И.А., Савихин А.О. ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ПРОЦЕССОВ АЭРОУПРУГОСТИ ПРОНИЦАЕМЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ	29
Крыжевич Г.Б. ВОПРОСЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ПРОЧНОСТИ И УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ АРКТИЧЕСКИХ СУДОВ И МОРСКОЙ ТЕХНИКИ	30
Куменко А.И., Кузьминых Н.Ю., Тимин А.В. РЕШЕНИЕ ОБРАТНОЙ НЕЛИНЕЙНОЙ ЗАДАЧИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАСЦЕНТРОВОК ОПОР ВАЛОПРОВОДА С УЧЕТОМ ПОДАТЛИВОСТИ МАСЛЯНОГО СЛОЯ ОПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ	31
Куменко А.И., Кузьминых Н.Ю. ПРИМЕНЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ОПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ ЗАДАЧ ДИАГНОСТИКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТУРБОАГРЕГАТОВ В РЕЖИМЕ РЕАЛЬНОГО ВРЕМЕНИ	33
Ланцова И.Ю., Афанасьева И.Н., Белостоцкий А.М. ОЦЕНКА АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ НЕУСТОЙЧИВОСТИ СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ	34
Любомиров Я.М., Ярцев Б.А. АЭРОУПРУГОСТЬ КОМПОЗИТНОГО КРЫЛА	35
Макаров П.В., Абдухакимов Ф.А., Веденеев В.В., Колотников М.Е. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ФЛАТТЕРА ЛОПАТОК	36
Кузьмина К.С., Марчевский И.К. ОБ ЭФФЕКТИВНЫХ РЕАЛИЗАЦИЯХ АЛГОРИТМОВ ВИХРЕВЫХ МЕТОДОВ ПРИ РАСЧЕТЕ ТЕЧЕНИЙ НЕСЖИМАЕМОЙ СРЕДЫ	36
Крапошин М.В., Кузьмина К.С., Марчевский И.К., Пузикова В.В. СРАВНЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗЛИЧНЫХ ЧИСЛЕННЫХ МЕТОДОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ В ДВУМЕРНЫХ СОПРЯЖЕННЫХ ЗАДАЧАХ ГИДРОУПРУГОСТИ	37
Маслов С.В., Кукшинов А.И. ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НДС И МЕХАНИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ЭЛЕМЕНТАХ ДЕЙСТВУЮЩИХ УСТАНОВОК ТИПА ТОКАМАК ПРИ ИМПУЛЬСНОМ НАГРУЖЕНИИ	38
Махутов Н.А., Гаденин М.М. ОЦЕНКА РЕСУРСА ПРИ СОЧЕТАНИИ ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ МАЛОЦИКЛОВЫХ И ВИБРАЦИОННЫХ ВОЗДЕЙСТВИЙ	40
Махутов Н.А., Макаренко И.В., Макаренко Л.В. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ УПРУГОПЛАСТИЧЕСКОГО ЦИКЛИЧЕСКОГО РАЗРУШЕНИЯ ПРИ ОЦЕНКЕ ПРОЧНОСТИ И РЕСУРСА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ	41
Нахатакян Ф.Г., Мамонова М.Г., Пузакина А.К., Нахатакян Д.Ф. К РАСЧЕТУ КОНТАКТНОЙ ЖЕСТКОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ЗУБЧАТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ	42
Нахатакян Ф.Г.; Нахатакян Д.Ф. К МЕТОДУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОНТАКТНОЙ ДЕФОРМАЦИИ УПРУГИХ ТЕЛ ПРЯМОУГОЛЬНОЙ ФОРМЫ НА ЛИНЕЙНОМ КОНТАКТЕ	43
Новоженова О.Г. МОДЕЛИ ДРОБНОГО ИНТЕГРО-ДИФФЕРЕНЦИРОВАНИЯ В ЗАДАЧАХ МЕХАНИКИ	44
Одинцев И.Н., Галькин Е.В. ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОПОВЕДЕНИЯ ТЕЛ В ЖИДКОЙ СРЕДЕ МЕТОДОМ ЭЛЕКТРОННОЙ ЦИФРОВОЙ СПЕКЛ-ИНТЕРФЕРОМЕТРИИ	45
Перевезенцев В.В. СПЕКТРАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА ПУЧКИ ТВЭЛОВ В ТУРБУЛЕНТНОМ ПОТОКЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В ТВС ВВЭР	46
Петреня Ю.К., Георгиевская Е.В. ВОПРОСЫ ПРОЧНОСТИ ТУРБИННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПРИ ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ ВНЕШНИХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ	48

Кокуров А.М., Полилов А.Н., Румачик М.М. ВЛИЯНИЕ РАССЛОЕНИЙ НА СОБСТВЕННЫЕ ЧАСТОТЫ И ФОРМЫ КОЛЕБАНИЙ КОМПОЗИТНЫХ ПАНЕЛЕЙ	49
Полилов А.Н., Татусь Н.А. СОБСТВЕННЫЕ ЧАСТОТЫ И ФОРМЫ КОЛЕБАНИЙ ПРОФИЛИРОВАННЫХ КОМПОЗИТНЫХ БАЛОК	49
Полилов А.Н., Татусь Н.А. АЭРОУПРУГИЕ КОЛЕБАНИЯ ВЕТВЯЩИХСЯ КОМПОЗИТНЫХ СТРУКТУР, ПОДОБНЫХ КРОНЕ ДЕРЕВА	50
Скворцов О. Б., Правоторова Е.А. РЕЗЕРВИРОВАННЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ ТРЕХКОМПОНЕНТНОГО ДАТЧИКА ВИБРАЦИИ	50
Москвитин Г.В., Балашова А.В., Пугачев М.С., Поляков А.Н. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕСУРСА КОНСТРУКЦИЙ СТАБИЛИЗАТОРОВ ВОЛНОВЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ СЛУЧАЙНОМ НАГРУЖЕНИИ	52
Родионова И.Н., Хайретдинов В.У., Селезнев А.В. ОБОСНОВАНИЕ РЕСУРСА И НАДЕЖНОСТИ ЯЭУ ВВЭР ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИСПЫТАНИЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ ИМИТАЦИОННОЙ ЗОНЫ РЕАКТОРА	53
Саратов А.Ю., Хайретдинов В.У. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РАСЧЕТНОЕ ОБОСНОВАНИЕ СЕЙСМОСТОЙКОСТИ ОБОРУДОВАНИЯ РУ ВВЭР-1000/1200 ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ПУСКОНАЛАДОЧНЫХ ИСПЫТАНИЙ И ИЗМЕРЕНИЙ	54
Свинарева М.С., Васильев Б.Е., Магеррамова Л.А., Калинин Д.В. ПРИМЕНЕНИЕ ТОПОЛОГИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И УСТАНОВОК	55
Селиванов А.Н., Васильев Б.Е. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПЛАСТИЧНОСТИ В МОНОКРИСТАЛЛИЧЕСКИХ ЛОПАТКАХ ТУРБИН ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ	56
Семенов А.В., Васильев Б.Е., Сальников А.В. УЧЁТ ВЛИЯНИЯ РАССЕЯНИЯ РАЗМЕРОВ В ПРЕДЕЛАХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ДОПУСКОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ЗАМКОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ЕЛОЧНОГО ТИПА	57
Скворцов О.Б., Троицкий О.А., Сташенко В.И., Правоторова Е.А. ФОРМИРОВАНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ В МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ОБРАЗЦАХ ПРИ ПРОПУСКАНИИ ИМПУЛЬСОВ ТОКА	58
Сорокин Ф.Д., Крутько Е.С. РАСЧЕТ ПРИСОДИНЕННОЙ МАССЫ И КОЭФФИЦИЕНТА ДЕМПФИРОВАНИЯ ДЛЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ТЕЛ НЕКРУГОВОГО СЕЧЕНИЯ, ВИБРИРУЮЩИХ В УЗКИХ ЗАЗОРАХ	59
Статников И.Н., Фирсов Г.И. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПЛП-ПОИСКА В ЗАДАЧАХ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРОУДАРНЫХ РЕЖИМОВ В ТЕПЛООБМЕННИКАХ	60
Статников И.Н., Фирсов Г.И. ОЦЕНКА МОДАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ С НЕСКОЛЬКИМИ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ	61
Тимонин А.М. ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА КОНЕЧНОГО СЛОЯ ДЛЯ АНАЛИЗА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ МНОГОСВЯЗНЫХ ОБОЛОЧЕЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ	62
Фесенко Т.Н., Корецкий С.А., Шитова Л.И. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИЙ ТРУБНЫХ СИСТЕМ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ ДЛЯ ОБОСНОВАНИЯ ИХ ВИБРОПРОЧНОСТИ И РЕСУРСА	63
Филатов А.Р. РАСЧЁТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЦИКЛИЧЕСКОГО УПРУГОПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ АЛЮМИНИЕВЫХ ПАНЕЛЕЙ, ИЗГОТАВЛИВАЕМЫХ МЕТОДОМ ЭКСТРУЗИИ	64
Ханян Г.С. ОЦЕНКА СКОРОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ ЧАСТОТЫ ЛЧМ-СИГНАЛА ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНО-ФАЗОВЫМ МЕТОДОМ СПЕКТРАЛЬНОГО АНАЛИЗА	65
Шатохин В.Ф. ВЛИЯНИЕ КОМПОНЕНТОВ ДЕМПФИРОВАНИЯ НА РАЗВИТИЕ ОБКАТА РОТОРОМ ПОДШИПНИКА С ВОДЯНОЙ СМАЗКОЙ	66

Шатохин В.Ф. ВЛИЯНИЕ КОМПОНЕНТОВ ДЕМПФИРОВАНИЯ В ОПОРАХ НА ФОРМУ ПРОЯВЛЕНИЯ ОБКАТА РОТОРОМ СТАТОРА	66
Большухин М.А., Будников А.В., Шмелев Е.И., Фомичев В.И., Куликов Д.А., Патрушева А.И. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДЛЯ ВЕРИФИКАЦИИ ЧИСЛЕННЫХ РАСЧЕТОВ ЗАДАЧИ О КОЛЕБАНИЯХ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ОБОРУДОВАНИЯ В ПОТОКЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ	67
Шмелев Е.И., Гантман М.Ю., Маслов М.Г., Патрушев Д.Н. РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД АНАЛИЗА ПРИЧИН ВИБРОАКТИВНОСТИ ПАРОВОЙ АРМАТУРЫ	68
Щеглов Г.А. МОДЕЛИРОВАНИЕ АЭРОУПРУГИХ КОЛЕБАНИЙ ТРУБОПРОВОДА С ПРОТЕКАЮЩЕЙ ЖИДКОСТЬЮ МЕТОДОМ ВИХРЕВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ	69

ПРИВЕТСТВИЕ УЧАСТНИКАМ ЧЕТВЕРТОЙ ВСЕРОССИЙСКОЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ «ДИНАМИКА И ПРОЧНОСТЬ КОНСТРУКЦИЙ АЭРОГИДРОУПРУГИХ СИСТЕМ. ЧИСЛЕННЫЕ МЕТОДЫ»

Глазунов В.А., доктор технических наук, профессор РАН. Директор ИМАШ РАН

Уважаемые коллеги!

Итак, мы начинаем работу четвертой Всероссийской научно-технической конференции «Динамика и прочность конструкций аэрогидроупругих систем. Численные методы»!

В четвертый раз в стенах ИМАШ РАН собираются лучшие отечественные специалисты и гости нашей Конференции, чтобы подвести итоги работ за время, прошедшее с предыдущей конференции, поделиться планами новых исследований, новых свершений и, может быть, оценить и скорректировать тот путь, который прошло отечественное и зарубежное научное сообщество в направлении повышения долговечности и надежности обширного круга ответственных конструкций аэрогидроупругих систем на базе исследований и решения ряда задач динамики и прочности конструкций и сооружений, испытывающих силовое воздействие со стороны потоков различной среды. В организации и проведении предыдущих конференций принимали и принимают участие известные ученые Р.Ф. Ганиев, Н.А. Махутов, А.А. Жукаускас, К.М. Рагульскис, А.Н. Патрашев, С.И. Девнин, М.И. Алямовский и др.

Актуальность решаемых задач определяется их приложением при проектировании и эксплуатации современных комплексов энергетического оборудования, а также на транспорте и в гражданском строительстве, в том числе при проектировании и эксплуатации трубопроводов для транспортировки сред различного вида и назначения.

В настоящее время наука о динамике и прочности конструкций и сооружений в потоках среды продолжает развиваться, в основном, благодаря совершенствованию комплексного подхода, включающего сложные этапы физического эксперимента, физического моделирования динамических процессов в системах и установках, и постоянно возрастающими темпами – благодаря все более интенсивному использованию численного моделирования исследуемых комплексных процессов. Таким образом, на Конференции докладываются, демонстрируются и обсуждаются решения широкого круга современных задач в данном направлении, а именно:

- расчета и оценок динамики и прочности, а также ресурса и безопасности конструкций аэрогидроупругих систем (АГС) при простом и комбинированном нагружении (с учетом виброизноса отдельных пар конструктивных элементов и с привлечением трибологии);

- анализа устойчивости конструкций, исследования групповых линейных и нелинейных колебаний пучков стержней/труб и коаксиальных оболочек в жидкости;

- моделирования механизмов возбуждения колебаний конструкций потоком жидкости, включая опасные режимы автоколебаний и потери устойчивости;

- численного моделирования исследуемых процессов с использованием комбинированных вариантов расчета сложных многокомпонентных систем отдельным подходом к верификации расчетных данных.

Итоговым результатом исследований в основном направлении деятельности Конференции должны стать, наряду с решением экологических проблем, реализация повышения эффективности обоснования долговечности, надежности и безопасности исследуемых систем и соответствующих объектов.

Для тех, кто впервые присутствует в нашем Институте, приведу краткую историческую справку. Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН известен значительным вкладом в развитие технических наук в России, в первую очередь, в динамику и прочность конструкций, механику разрушения материалов, трибологию, нелинейную волновую механику, акустику и др. Характерно, что в числе его основателей и известных заслуженных ученых был ряд выдающихся специалистов, таких как академики А.А. Благонраов, К.В. Фролов, С.В. Серенсен, В.В. Болотин, профессора Ф.М. Диментберг, В.О. Конonenко, М.М. Хрущов, Ю.Н. Дроздов и др., ученики и последователи которых достойно продолжают сегодня благородный и нелегкий труд руководства и проведения сложных научных исследований в указанных научных направлениях данной Конференции.

Таким образом, настоящая Конференция имеет возможность оценить полученные результаты и наметить дальнейшие исследования факторов прочности и ресурса, а также пути совершенствования их прогнозирования на основе развития комплексного анализа сложных проблем и явлений с учетом воздействия определяющих нагрузок и условий эксплуатации.

Эффективно реализовать решение поставленных задач возможно только при условии реализации совместной деятельности ведущих в этом направлении Институтов, Организаций и Фирм

(отечественных и зарубежных). Поэтому с таким предложением в заключение Конференции Организационный Комитет предполагает выступить перед высшим руководством Российской Федерации!

Желаю участникам четвертой Всероссийской научно-технической конференции «Динамика и прочность конструкций аэрогидроупругих систем. Численные методы» успешной работы и дальнейших успехов в решении все более сложных и объемных задач в развитие отечественной школы Динамики и Прочности конструкций аэрогидроупругих систем с масштабным и эффективным использованием численного моделирования в этом сложном и ответственном направлении.

РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГИДРОТУРБИН

Абдряшитов Д.А., Иванов С.В.

ПАО «Силовые машины», Санкт-Петербург, Россия

Abdryashitov_da@power-m.ru

В настоящее время можно отметить значительные изменения в подходах к проектированию гидротурбинного оборудования. С одной стороны это вызвано возросшими требованиями к надежности и эффективности оборудования, с другой – новыми возможностями физического и численного эксперимента.

Вопросы динамической надежности конструкции гидротурбин, в частности колонн статора, рассматривались при проектировании ряда гидростанций [1]. Эти вопросы остаются актуальными и по сей день, пример тому Богучанская ГЭС, агрегаты которой были введены в эксплуатацию в 2012 г. В 2015 году при осмотре были обнаружены трещины длиной от 120 до 200 мм. Проведенные исследования динамического состояния статорных колонн показали близость собственных частот колонн к частотам сходящихся с выходной кромки вихрей при работе турбины с максимальной мощностью.

Собственные частоты колонн в воде до настоящего времени определяются как колебания пластин с присоединенной массой воды, откорректированной с учетом опытных данных, что приводит к определенным погрешностям. Вместе с тем, поведение колонны, как твердого тела, можно описать уравнением:

$$[M_s]\{\ddot{u}\} + [C_s]\{\dot{u}\} + [K_s]\{u\} = \{F\}, \quad (1)$$

где $[M_s]$ - матрица масс, $[C_s]$ - матрица демпфирования, $[K_s]$ – матрица жесткости, $\{F\}$ - вектор внешних сил и $\{u\}$ – вектор перемещений, а для учета жидкости использовать уравнение Гельмгольца:

$$\Delta P = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2}, \quad (2)$$

где P давление жидкости, c – скорость звука в жидкости, t – время и Δ - оператор Лапласа. Совместное решение (1) и (2) дает хорошее совпадение с экспериментальными данными.

Для определения частоты нестационарных гидромеханических явлений в виде сходящихся вихрей Кармана с выходной кромки колонн до настоящего времени используется достаточно простая зависимость:

$$n = \frac{Sh \cdot v}{d}, \quad (3)$$

где n – частота схода вихрей, Sh – число Струхала, v – скорость потока, d – толщина выходной кромки.

Благодаря работам в 2003-2006 гг. в рамках Европейского проекта Hydrodyna (Eureka Research Project no.3246) достигнут существенный прогресс в понимании и предсказании свойств нестационарного следа, формирующегося в течении жидкости за единичным профилем при различной форме его выходной кромки. В настоящее время в ПАО «Силовые машины» разработана и протестирована вычислительная модель для расчета нестационарного течения. Выбрана модель турбулентности, определены требования к расчетным сеткам, обеспечивающим адекватное описание течения в следе за выходными кромками, с акцентом на анализ явлений, связанных с образованием системы вихрей Кармана.

Применение указанных методик позволяет определить частоту и интенсивность гидродинамического воздействия на профиль в потоке, в зависимости от геометрии выходной кромки и условий обтекания. На примере Богучанской ГЭС - изменением выходной кромки колонн статора удалось вдвое снизить амплитуду динамических напряжений.

[1]. Aronson A.Ya., Zabelkin V.M., Pylev I.M. Causes of cracking in stay vanes of Francis turbines. *Hydrotechnical Construction* 20(4), p. 241-247.

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ ПАНЕЛИ ОБШИВКИ НА ГРАНИЦЫ ФЛАТТЕРА ПРИ МАЛОЙ СВЕРХЗВУКОВОЙ СКОРОСТИ

Абдухакимов Ф.А.

Механико-математический факультет МГУ имени М.В. Ломоносова, Москва
farruh.abduhakimov7@gmail.com

Исследуется устойчивость панели обшивки в виде тонкой упругой пластины, одна сторона которой обтекается однородным сверхзвуковым потоком идеального совершенного газа (рис.1). Рассматриваются пластины, имеющие форму прямоугольника, трапеции и параллелограмма, шарнирно опертые по всем краям. Пластины в форме трапеции и параллелограмма рассмотрены при разных значениях угла скоса. В [1] был исследован одномодовый флаттер пластин различной формы при заданной длине. Цель настоящей работы – рассмотреть влияние длины пластины на границы одномодового флаттера.

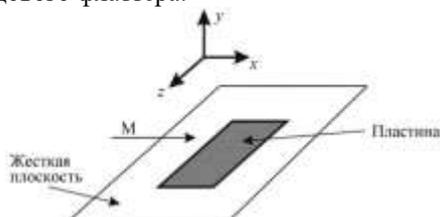


Рис.1. Геометрическое описание задачи

В данном исследовании применяется энергетический метод [2,3]. Аэродинамический расчет проводится в Ansys CFX. В результате расчетов построены границы одномодового флаттера при различных значениях длин пластин. Были исследованы моды (1, 1) и (2, 1) (первое и второе число – количество полуволн в направлении потока и поперек его). Границы одномодового флаттера тра-

пецевидных пластин близки к границам одномодового флаттера прямоугольных пластин и при уменьшении значения угла скоса меняются незначительно. В противоположность этому, границы флаттера пластин в форме параллелограмма существенно отличаются от границ флаттера прямоугольных пластин. При уменьшении угла скоса пластин увеличивается их аэроупругая устойчивость при малых сверхзвуковых скоростях. Таким образом, придание панелям обшивок летательного аппарата формы параллелограмма может быть эффективным методом подавления одномодового флаттера при малых сверхзвуковых скоростях полета.

[1] Абдухакимов Ф.А., Веденеев В.В. Исследование одномодового флаттера пластин различной формы при малой сверхзвуковой скорости// Ученые записки ЦАГИ, 2017, №1, том 48. С. 86-98.

[2] Vasily V. Vedeneev, Mikhail Kolotnikov, Pavel Makarov. Experimental Validation of Numerical Blade Flutter Prediction// Journal of propulsion and power. Vol. 31, No. 5, 2015.

[3] В.В. Веденеев, М.Е. Колотников, П.В. Макаров, В.В. Фирсанов. Трехмерное моделирование флаттера лопаток компрессоров современных ГТД// Вестник СГАУ. 2011.№3(27). С.47-56.

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ АЭРОУПРУГОСТИ ПАРАШЮТОВ ВИХРЕВЫМ МЕТОДОМ

¹Апарин В.А., ²Сегуха А.В.

¹НИИ Парашютостроения, Москва, Россия;

²Московский государственный университет имени М.В. Ломоносова, Москва, Россия

Основная особенность аэродинамики парашюта состоит в том, что его наполненная форма заранее неизвестна. Она формируется в результате аэроупругого взаимодействия элементов конструкции парашюта, включающей в себя поверхность из ткани, пришитые к ней ленты усиления, и стропную систему. Эта особенность парашютов накладывает специфику на процесс конструкторской деятельности при создании парашютов: разрабатываемая раскройная форма парашюта сильно отличается от наполненной формы, для которой собственно и определяются аэродинамические характеристики.

Применение методов математического моделирования призвано облегчить процесс оптимизационного проектирования. Численное моделирование необходимо для решения целого ряда задач, для которых затруднено экспериментальное исследование: анализ балансировочных положений куполов многокупольных систем, расчет характеристик парашютов в нестандартных условиях: на больших высотах, в условиях атмосферы других планет.

В отдельный класс задач можно выделить задачи разработки планирующих парашютов. Ни в экспериментах в аэродинамических трубах, ни в летных испытаниях невозможно разделить нахождение оптимального балансировочного положения парашюта и подбор стропной системы. Это можно сделать в численном эксперименте: сначала оптимизировать балансировочное положение (найти оптимальный угол атаки), рассматривая планирующий парашют как недеформируемую оболочку, оптимизировать форму этой оболочки, а затем подбирать конструкцию стропной системы, обеспечивающую эту форму.

Для решения задач аэродинамического проектирования парашютов (как обычных, баллистических, так и планирующих) была разработана математическая модель, осуществляющая одновременный расчет аэродинамических характеристик парашютов и характеристик напряженно-деформируемого состояния элементов его конструкции. Осуществлена реализация разработанной математической модели в виде комплекса программ для ЭВМ.

Для математического моделирования обтекания купола парашюта воздушным потоком используется вихревой метод в нестационарной постановке в рамках модели идеальной несжимаемой жидкости. В этом методе поверхности обтекаемых тел и вихревой след, образующийся за ними, заменяются вихревыми слоями (т.е. поверхностями, на которых имеется разрыв касательной составляющей скорости жидкости). Предполагает-

ся, что течение воздуха является потенциальным вне вихревого следа, возникающего при отрыве потока с заданной линии отрыва (эта линия обычно задается по краю поверхности купола, для планирующих парашютов по задней и боковым кромкам). Поверхность обтекаемого парашюта предполагается проницаемой и на ней ставится условие, связывающее нормальную скорость жидкости сквозь поверхность с перепадом давления.

Упругая модель конструкции парашюта основана на стержневой модели и методе сосредоточенных масс. Парашют представляется в виде пространственно расположенных точечных масс. Эти массы сосредотачиваются в расчетных точках и шарнирно соединяются между собой невесомыми упругими стержнями (нитьями), работающими только на растяжение. Аэродинамические нагрузки, действующие на поверхность купола парашюта, аппроксимируются системой сил, приложенных к расчетным точкам.

Для выполнения аэроупругого расчета сначала строится исходная геометрическая модель парашюта и задаются свойства материалов его конструкции. Далее производится расчет обтекания парашюта с периодическим пересчетом его формы. Расчет формы осуществляется на основе текущих распределений аэродинамической нагрузки, полученных из расчета обтекания для данного шага интегрирования по времени.

В результате расчета, итерационно, возникает наполненная форма парашюта. Рассчитываются суммарные аэродинамические силы и моменты, распределение аэродинамической нагрузки по поверхности купола парашюта, а также характеристики напряженно-деформированного состояния элементов его конструкции.

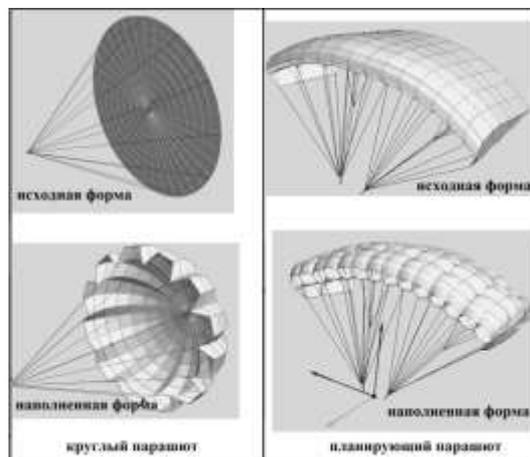


Рис. 1. Исходные и наполненные формы парашютов

КОНТАКТНЫЕ РЕЖИМЫ РОТОРА С ПЛАВАЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ РОТОРНОЙ СИСТЕМЫ

Банах Л.Я., Тывес Л.И., Шохин А.Е

Институт машиноведения РАН, Москва, Россия;
banl@inbox.ru

Цель работы. Постановка задачи.

Рассматриваются колебания в роторной системе, возникающие при вращении ротора внутри легких подвижных элементов, как например, внутри плавающих уплотнительных колец [1,2], внутри гидростатических подшипников (рис.1). При этом возникают колебания кольца, во время которых оно «обегает» ротор в режиме прямой прецессии (колебания типа «хула-хуп» [3]). Исследуются колебания в системе «ротор - плавающее кольцо» с учетом сил, действующих в зазоре между ротором и кольцом: гидродинамических сил, в зазоре, а также контактных сил сухого трения. Учитываются гидростатические силы и гидродинамическое демпфирование, которые в линейном приближении предполагаются пропорциональными относительному смещению и относительной скорости вращения между ротором и кольцом.

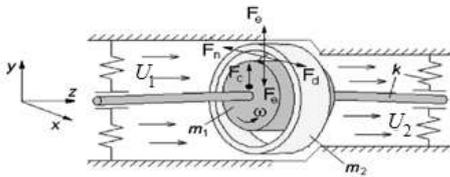


Рис.1. Вращение ротора внутри плавающего уплотнительного кольца:

Основные результаты.

При этих предположениях найдено аналитическое решение для скорости обегания кольца

$$\dot{\varphi} = \omega \left(\frac{1}{A} - 1 \right) - \frac{e\omega}{A} \cos \frac{\omega t}{A},$$

которая представляет собой наложение малых колебаний на среднюю скорость. В случае идеальной жидкости (малого гидродинамического демпфирования) средняя скорость центра кольца (скорость обегания) близка к критической скорости кольца при данной скорости вращения, что обусловлено действием гидростатических сил в зазоре между ротором и кольцом. Показано, что эта скорость слабо зависит от отношения величины эксцентриситета ротора к зазору между ротором и кольцом.

При этом нормальная реакция колеблется вблизи нуля, поэтому происходят постоянные микро-отрывы кольца от ротора. С увеличением скорости вращения амплитуда колебаний нормальной реакции возрастает, и режим обегания сменяется виброударным режимом [4].

Прецессия центра кольца в режиме обегания является прямой в отличие от режима обкатки. Отношение средней скорости прецессии к скорости вращения остается постоянной величиной при изменении скорости вращения. Эта величина определяется собственной частотой кольца на номинальной скорости вращения.

В [2] показано, что если эти скорости близки, то происходит гидродинамическое широкополосное гашение колебаний ротора с помощью плавающего кольца.

Траектория точек кольца – эпитрохоида, что означает совпадение направления скорости прецессии ротора и кольца. Траектория образована последовательно закручивающимися и раскручивающимися спиральными кривыми (рис.2).

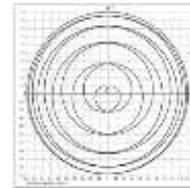


Рис. 2. Траектория точек кольца вдали от резонанса:

Экспериментальная установка для анализа кинематики режимов обегания, предложенная Л.И. Тывесом, представлена на рис. 3.



Рис.3. Экспериментальная установка для кинематического анализа режимов обегания

Экспериментальные траектории фиксировались с помощью видеокамеры.

- [1]. Banakh L. Ya. Contact problems in rotor systems //Vibroengineering. Procedia. October 2016. P.90-96
- [2]. Банах Л.Я., Никифоров А.Н. Воздействие аэрогидродинамических сил на быстровращающиеся роторные системы// Механика твердого тела. 2006. №4. С.130-139
- [3]. Belyakov A.O. and Seyranian A.P. The hula-hoop problem. //Doklady AN, Physics. 2010. Vol. 55. No. 2. p. 99-104
- [4]. Тывес Л.И. Динамика виброударных моделей механизмов и рабочих процессов.- М.:ЛЕНАНД .- 2015.- 114 с.

РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ МОНИТОРИНГА СОСТОЯНИЯ КОНСТРУКЦИИ С ПОМОЩЬЮ АНАЛИЗА КИНЕТИКИ МЕСТНОГО НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ

Баутин А.А.

Центральный аэрогидродинамический институт им. профессора Н. Е. Жуковского (ФГУП «ЦАГИ»), Жуковский, Россия
andrey.bautin@tsagi.ru

Введение

Подготовка современных комплексов мониторинга состояния конструкции связана в первую очередь с перспективой повышения безопасности полётов и увеличением экономической эффективности при эксплуатации воздушных судов. Использование систем, построенных на базе непрерывного отслеживания и анализа фактических параметров конструкции, может стать альтернативой к сложившемуся способу поддержания летной годности, реализованному за счет периодических осмотров [1].

Основная задача, которые необходимо решить для реализации этой концепции можно сформулировать следующим образом:

- Определение параметров и характеристик конструкции, изменение которых выше разрешённых, установленных пределов на штатных режимах эксплуатации может свидетельствовать с требуемым уровнем надёжности о наличии в конструкции повреждения;
- Обеспечение возможности определения повреждения в элементах конструкции при различных силовых факторах, действующих в процессе эксплуатации;
- Подбор датчиков и систем сбора и анализа информации, предназначенных для регистрации параметров, выбранных для определения критерия целостности конструкции.

Из всего многообразия методов, обусловленного применением различных датчиков, в данной работе рассматривается определение повреждения конструкции, с помощью анализа местного напряженно-деформированного состояния (НДС). Сбор данных при этом подходе может быть осуществлен с помощью тензорезисторов (ТР) и/или волоконно-оптических датчиков.

Экспериментальное исследование

Экспериментальная часть данного исследования представлена результатами испытаний элементов перспективного пассажирского самолета, наиболее важные из которых относятся к анализу данных тензометрии продольных фюзеляжных стыков.

При испытаниях продольных стыков исследовалось влияние усталостных повреждений на показания ТР (рис. 1). Постановка эксперимента позволила использовать данные о деформациях в различных точках без дополнительных расчетных операций, связанных с учетом изменения пара-

метров нагружения конструкции.

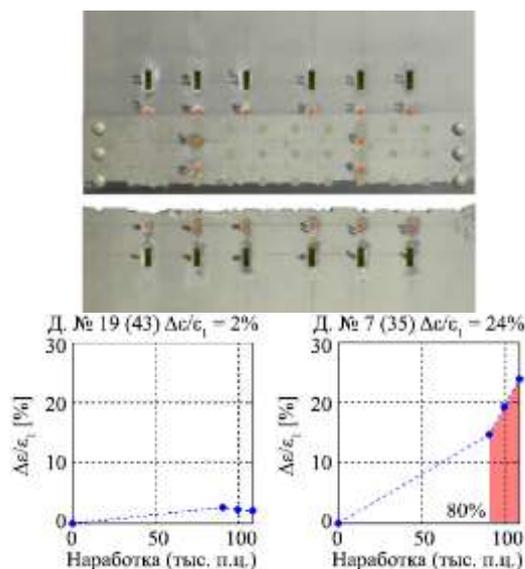


Рис. 1 Изменение деформации в различных зонах конструкции при усталостных испытаниях элементов планера

На основе результатов эксперимента было проведено конечно-элементное моделирование с учетом данных о размерах трещин на тех этапах исследования, когда проводилась тензометрия.

Результаты

К основным результатам исследования относятся:

- Определение зависимости между обнаруженными усталостными повреждениями и показаниями ТР и определение численного значения критерия, устанавливающего наличие в конструкции повреждения;
- Разработка методики испытания элемента конструкции для определения возможности эксплуатации данного элемента по состоянию с помощью контроля местного НДС;
- Определение оптимальной схемы наклейки датчиков для исследованных конструктивных вариантов продольных фюзеляжных стыков с помощью анализа НДС в поврежденном и неповрежденном состоянии с учетом возможных ограничений.

Список литературных источников

- [1]. МАК. МОС 25.571-1А "Оценка допустимости повреждений и усталостной прочности конструкции" // М.: , 2008. С. 52.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ РЕАКЦИИ ТОНКОСТЕННОЙ УПРУГОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ КОНСТРУКЦИИ ПРИ ТРЕХМЕРНОМ ОБТЕКАНИИ В СВЯЗАННОЙ ПОСТАНОВКЕ

¹Бозняков Е.И., ^{1,2}Афанасьева И.Н., ²Белостоцкий А.М.

¹Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, г. Москва, Россия

evgenyboznyakov@gmail.com

²ЗАО «Научно-исследовательский центр «СтаДиО», г. Москва, Россия

Работа посвящена верификационным исследованиям методики численного моделирования внешнего обтекания тонкостенной упругой конструкции – цилиндрического пустого резервуара – в связанной постановке (Fluid-Structure Interaction, FSI). Обтекание происходит в турбулентном режиме при высоких числах Рейнольдса ($Re=1.2 \cdot 10^6$).

Конструкции тонкостенных оболочек цилиндрической формы при определенном сочетании характерных геометрических параметров, физико-механических и динамических свойств системы и окружающей среды проявляют чувствительность к ветровым воздействиям. В результате подобного взаимодействия конструкции с ветровым потоком можно наблюдать такое аэроупругое явление, как вихревой резонанс (автоколебания тонкостенной цилиндрической оболочки при обтекании ее потоком воздуха с определенной скоростью).

Рассматривая диссипативную динамическую систему «поток-конструкция» с нелинейной обратной связью, стоит обратить внимание на спектр собственных частот и форм колебаний данной конструкции и основную частоту срыва вихрей, наблюдаемую при обтекании исследуемой системы. В случае близости частотных характеристик системы возникают значительные перемещения конструкции с возрастающей амплитудой колебаний, что приводит к изменению граничных условий.

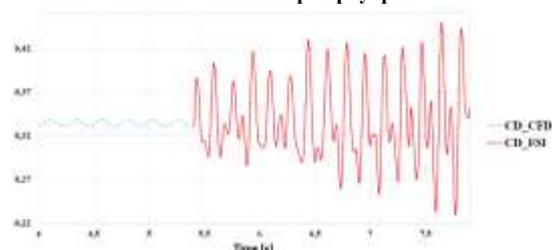
Оценить в полной мере взаимное влияние реальных порывов ветра на рассматриваемое сооружение и деформированную конструкцию на пространственно-временные характеристики потока возможно лишь с использованием современных численных моделей и методов, применяя связанные постановки для решения multidisciplinary задач.

В развитие методики численного моделирования трехмерных динамических задач строительной аэрогидроупругости [3], а также для подробного изучения природы возникновения аэроупругих колебаний тонкостенных цилиндрических конструкций выбрана задача численного моделирования автоколебаний пустого силоса, возникающих при обтекании воздушным потоком. Выбор данного примера обоснован тем, что в октябре 2002 г. в порту Антверпена (Бельгия) во время шторма наблюдались автоколебания на нескольких пустых силосах из группы сорока цилиндров [1, 2].

Решение задачи определения динамической реак-

ции сооружения и изменения пространственно-временных характеристик потока в результате их взаимодействия в связанной постановке следует разбить на 3 верификационных этапа. Первый этап – верификация конечно-элементной модели тонкостенного цилиндрического резервуара. Второй этап – верификация аэродинамической модели. Третий этап – верификация связанного аэроупругого расчета, который включает в себя вычисление пространственно-временных характеристик потока и напряженно-деформированного состояния конструкции во времени с применением технологии FSI (Fluid-Structure Interaction) и сопоставления полученных результатов с данными альтернативных численных расчетов [1, 2].

Рис. 1. Коэффициент лобового сопротивления цилиндрического резервуара



Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (Грант Президента РФ, договор №14.Z56.16.8493-МК) и за счет средств Государственной программы Российской Федерации «Развитие науки и технологий» на 2013-2020 годы в рамках Плана фундаментальных научных исследований Министерства строительства и жилищно-коммунального строительства Российской Федерации на 2016 год, тема 7.1.2 «Разработка, верификация и апробация адаптивной методики численного моделирования трехмерных динамических задач аэрогидроупругости в строительстве»

- [1]. Dooms D., Degrande G., De Roeck G. and Reynders E. Wind induced vibration of thin-walled cylindrical structures.
- [2]. Dooms D. Fluid structure interaction applied to flexible silo constructions, 2009.
- [3]. Афанасьева И.Н. Адаптивная методика численного моделирования трехмерных динамических задач строительной аэрогидроупругости. Дисс. на соиск. уч. степ. к.т.н., Москва, 2015.

МЕТОДИКА ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ЗАДАЧ АЭРОАКУСТИКИ И ЕЁ ВЕРИФИКАЦИЯ НА ПРИМЕРЕ РАСЧЁТА ЛАБИАЛЬНОЙ ОРГАННОЙ ТРУБЫ

¹Бритиков Н.А., ²Афанасьева И.Н., ³Белостоцкий А.М.

¹МИЭМ НИУ ВШЭ, Москва, Россия
n.a.britikov@gmail.com

²НИУ МГСУ, Москва, Россия

³ЗАО НИЦ СтаДиО, Москва, Россия

В данной работе представлены методика численного моделирования задач аэроакустики с использованием различных моделей турбулентности и аэроакустических аналогий и результаты её верификации для задачи поиска частотного отклика лабиальной органной трубы, теоретически и экспериментально описанной в статье [1].

Возникновение и необходимость применения аэроакустических аналогий в задачах исследования аэродинамического шума обусловлены рядом причин ([2]), в т.ч. высокой ресурсоёмкостью прямого расчёта воздушного домена от источника до наблюдателя.

В общем случае методика может быть представлена в виде следующего алгоритма:

1. Постановка задачи в терминах аэродинамики и аэроакустики, определение характеристик потока.
2. Формирование расчётной сетки с учётом масштаба возникающих аэродинамических структур.
3. Выбор модели турбулентности (в т.ч. из соображений оптимизации вычислений).
4. Выбор аэроакустической аналогии.
5. Задание начальных и граничных условий, выбор решателей и разрешения по времени.
6. Аэродинамический расчёт потока до установления статистически стационарного состояния.
7. Длительный расчёт с использованием аэроакустической аналогии для накопления статистических данных.
8. Фурье-анализ полученных данных.

Выбор модели и аналогии делается на основании постановки задачи и диктуется её конкретными свойствами (например, геометрией).

В рассматриваемой задаче на вход латунной трубы квадратного сечения подавалась смесь воздуха и CO₂ (для визуализации срыва вихрей) в трёх режимах (давление 60, 270 и 4320 Па). В качестве экспериментальных данных приводятся графики спектра давления внутри трубы. Задача характеризуется высокой турбулентностью входного потока, необходимостью учёта как крупных, так и мелких вихрей, а также нелинейной динамикой, возникающей в резонирующих стенках трубы. Также в качестве верификационной была

использована эмпирическая формула частоты, приведённая в [3] и имеющая следующий вид:

$$v_i = \frac{1.03c_0}{2(L_i + W_i - F_i - x_i)}, \quad W_i = W_{69} 2^{\frac{69-i}{M}} \quad (1)$$

Здесь i – номер трубы, v_i – частота, c_0 – скорость звука, L_i – длина трубы, $M = 17$ – инкремент удвоения площади трубы, F_i – высота основания, x_i – запас длины для точной настройки, W_{69} – внутренняя ширина трубы для четвёртой октавы (440 Гц).

В соответствии с методикой была проведена серия расчётов в аэродинамической постановке с использованием моделей турбулентности LES и DES [4] и аэроакустической аналогии FW-H [5]. В качестве базового программного комплекса для проведения расчётов был выбран ANSYS Fluent (детали реализации вышеуказанных моделей и аналогий приведены в [6]).

Результаты, приведённые в табл. 1, имеют небольшую погрешность относительно формулы (1), но сильно расходятся с экспериментальными данными из [1]. Предполагается, что это обусловлено отсутствием учёта обратного влияния трубы на колебание столба воздуха (т.е. резонанса). Решение с учётом резонанса предполагает использование аэроупругой постановки, т.е. с разрешением нелинейностей в стенках трубы.

Дальнейшая разработка методики ведётся с учётом связности решаемых задач.

Таблица 1. Результаты расчётов: полученные частоты (Гц)

Частота	Статья	Формула	Расчёт		
			LES	DES(1)	DES(2)
Первая	468	636	672	694	711
Вторая	975	1272	1376	1432	1463

- [1] Fabre et al. "Vortex Shedding in Steady Oscillation of a Flue Organ Pipe". *Acustica*, 1996, 82, p. 863-877.
- [2] Tam, C.K.W. "Computational Aeroacoustics: Issues and Methods", *AIAA Journal*, 1995, Vol. 33, No. 10, p. 1788-1796.
- [3] Liljencrants J. "Recipe for Wooden Organ Flue Pipes", 1999, retrieved from: <http://www.fonema.se/violpip/violpip.htm>.
- [4] Белостоцкий А.М., Акимов П.А., Афанасьева И.Н. Вычислительная аэродинамика в задачах строительства: учебное пособие – М.: АСВ, 2017. – 714 с.
- [5] Ffowcs-Williams J. E. , Hawkings D. L. "Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion". *Proc. Roy. Soc. London*. 1969, A264, p. 321–342.[6] ANSYS® Academic Research Fluent, Release 15, Help System, User's Guide, ANSYS, Inc.

ПЕРЕСЕЧЕНИЯ И БИДВУКРАТНОСТИ ТРАНСЦЕНДЕНТНЫХ И ВИРТУАЛЬНЫХ ФУНКЦИЙ И КРИВЫХ & СИНГУЛЯРНЫЙ АНАЛИЗ, ПРОСТЫЕ АСИМПТОТЫ, РАЗДВОЕНИЕ БИВОЛН

В. М. Бырдин

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

V_M_Byrdin@mail.ru

1. Введение. Аналитика и компьютеринг; корректность и метатеория. (В докладе)

2. Сингулярный анализ; виртуальные данные; обратные и диспергирующие волны. В виброакустике, радиофизике и в др. отраслях, связанных с теорией колебаний и волн, весьма актуален анализ, метатеория и численный расчёт трансцендентных кривых. В д-де изучаются пересечения и бидвукратность функций и кривых.

Рис. 1. Пересечение: а) типичное; б) дисперсионные кривые обратной и прямой волн. $(\sigma_B; \nu_B)$ – бисингула.

О терминах. В волноводах, как открытых системах, резонансы невозможны (по определению). Но на критических частотах возникают *квазирезонансы* вырожденных, неоднородных (стоячих присоединённых) мод [2]. *Бидвукратный* – двукратный и по частоте ν , и по волновому числу σ . *Сингулярные объекты* – в отл. от *регулярных* (голоморфных). *Сингулярный анализ*: уравнений, функций и кривых в особых областях. Соотв. *сингулярные* физические объекты, критические явления и эффекты уникальны, как и в целом это направление.

Сингулярный анализ диалектичен численным расчётам: это аналитические формулы; простые асимптоты, типа корень от сдвига ((1)–(3) и др.); корректность. Точность весьма высока и на значительных интервалах, для *обратных* мод – весь частотный диапазон. Наши *новые результаты* и *метод* оригинальны и для любых плоских кривых, алгебраических, трансцендентных и *виртуальных*, простых и *супер*-сложных. (Сколь угодно сложных, но не только в смысле *суперпозиции* $y = \Phi(f(x))$). Пересечения дисперсионных кривых – во множестве публикаций (на адекватный обзор математических публикаций автор не претендует). На рис. 1 два качественно различных типа. Случай б, достигим, но ещё не встречался в известной практике волноводных систем [2,3,...].

3. Бидвукратные сингулы. Методами комплексного анализа и неявных функций:

$$\sigma(\nu) = \varphi_1(\nu) + \sqrt{\varphi_2(\nu)}; \nu \rightarrow \nu_B, \quad O^2 = O((\nu - \nu_B)^2), \quad (1)$$

$$\sigma = \sigma_0 + a_1(\nu - \nu_B) \pm a_2(\nu - \nu_B)[1 + b_3(\nu - \nu_B) + O^2]^{1/2} + O^2. \quad (2)$$

φ_K – голоморфны, $\varphi_2 \square O^2$. Коэффициенты a_K и b_K рассчитываются аналитически и численно и $\neq 0$.

Асимптота нулевой $(0; \nu_B)$ бидвукратности

$$\sigma \cong a_2(\nu - \nu_B)\sqrt{1 + b_3(\nu - \nu_B)}. \quad (3)$$

Также важны и *0-бисингулы* в точках $(\sigma_B; 0)$ на орт.

Через двукратный вычит в типичной краевой задаче на критич. частоте ν_B получим моду:

$$A_B(x; t) = 2 \exp i(\sigma_B x - \nu_B t) [(ixF + F')/D''] / (\sigma_B; \nu_B). \quad (4)$$

Где $F(\sigma; \nu) \exp i(\sigma x) / D(\sigma; \nu)$ – *спектральная плотность* (трансформанта, по интегральной методу); F – *спектр амплитуд*; $D(\sigma; \nu) = 0$ – *дисперсионное уравнение*; F' и D'' – производные по σ . Однако, в более реальных моделях «округление» эффектов. (Нелинейную теорию не берём). Для диссипативных структур (потери δ) комплексные волновые числа *бидвукратно смежных* мод:

$$u_K(\zeta) \square \sigma_B + C_K(\zeta - \nu_B), \quad \kappa = 1, 2, \quad C_K = a_1 \pm a_2. \quad (5)$$

Здесь $\zeta = \nu + i\delta$; вещественные $a_1, a_2, \sigma_B = const$. При наибольшем сближении: $u_1 - u_2 = i 2a_2 \delta \sim \delta$, $\delta \ll 1$ и $\downarrow 0$. При расстройке $\nu \neq \nu_B$ и, или с потерями $\delta \neq 0$ числа u_K расходятся.

Утверждение 1. На бидвукратных частотах не происходит взаимопреращений или взаимодействия бегущих мод. Две независимые, «бидвукратные» волны только *сближаются* по частоте и волновому числу, а в нестационарном процессе, ещё и в пространстве и времени (x, t) . Сходятся и расходятся, *наложение*. Причём, их сближение не абсолютно и не точно – *разделено* диссипативно и расстройкой частоты или параметров.

Наряду с раздвоением установлено модовое *биение*, некий волновой *квазирезонанс* [2]. Вместо известного термина «*расталкивание*», предлагаем «*раздвоение*» волновых чисел; что более удачно и адекватно в целом для «раздвоения биволн».

4. Стержни и пластины. Динамика и виброакустика стержней, пластин и оболочек не преходяще актуальна (см. [1,2] и мн., мн. др.). Для симметричных мод Лэмба пластин, S_1^0 (0 – ОВ) и S_2 , и антисим., a_2^0 и a_3 , по (3), соотв. 0-бисингулы:

$$\sigma_{S1/2} \cong \pm 0,5\pi(\nu - \pi); \quad \sigma_{A2/3} \cong \pm 0,75\pi(\nu - 1,5\pi). \quad (6)$$

Единое уравнение для пластины или стержня $D(\sigma; \nu) = D_C \square D_{PP}$ даёт бесконечное счётное множество бисингул меж сдвиговых волн, *SH*, *крутильных* (*C*) и *продольных* (Лэмба, *PP*) и др. мод.

[1]. Динамика конструкций гидроаэроупругих систем (АГС) ИМАШ РАН; Каплунов С. М., Махутов Н. А., Смирнов Л. В., Фролов К. В. и др. – М.: Наука, 2002. 397 с. 25 см.

[2]. Byrdin V. M. Diffraction of normal waves in a plate, loaded in a liquid: model of leveler, modification of factorization and waveguide quasi-resonances.// Mech. Solids. 52 (3), 83-99 (2017).

[3]. Maimistov A. I., Lyashko E. I. Interaction of forward and backward waves in a Kerr medium.//Optics and Spectroscopy. 2015. V. 118. N 5. P. 803-808.

СТРУКТУРА ТРАНСЦЕНДЕНТНЫХ И ВИРТУАЛЬНЫХ ФУНКЦИЙ И КРИВЫХ (СИНГУЛЯРНЫЙ АНАЛИЗ, ЭФФЕКТИВНЫЕ АСИМПТОТЫ, ДИСПЕРСИЯ ВОЛН)

Бырдin В.М.

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

V_M_Byrdin@mail.ru

1. Введение. Анализируем плоские кривые и функции одной переменной, однако трансцендентные, неявные, специальные и др. *сколь угодно* сложные. (Здесь *Сложность* – не только матем. «суперпозиция» $F(f(x))$). В связи с трендом информативности современных задач, с ростом их точности и корректности, выделим *виртуальный класс* функций и кривых. Что призвано дополнить классические разделы, алгебраический и трансцендентный.

Определение 1. (*Виртуальный класс данных*). Численные или экспериментальные, табулированные или графические данные, без исходной аналитической функции (формулы), определим как виртуальные: таблица, кривая и соотв. функция. С некой точностью 2ε , $\varepsilon \ll 1$. (См. [1,4])

Анализируем особенности (*сингулы*): ветвления, перегибы, пересечения, сгущения и пр. Локальные компоненты кривых и функций: извилины, петли, спирали, асимптоты и др. В целом возможна экспликация общей структуры трансцендентных и виртуальных функций и кривых. Эти проблемы весьма актуальны в междисциплинарной теории волн (с модой или ядром $\exp i(\sigma x - vt)$ и т.п.), где проблематичны дисперсионные кривые.

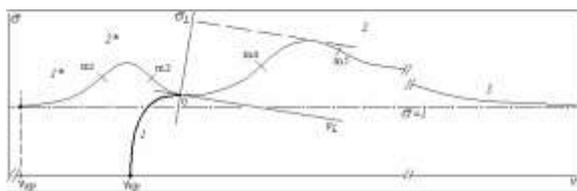


Рис.1. Три характерных участка дисперсионной кривой, 1, 2, 3, и локальные оси системы $\sigma_L \nu_L$ для отдельной извилины. (1* и 2* поверхностной волны; 3-я в дБ).

2. Некоторые положения и дефиниции

Постулат 1. Виртуальная кривая имплицитно (умозрительно) имеет единственную *виртуальную аналитическую функцию*, являясь регулярной в целом или по ветвям. Это производящая функция и её графическая *экспликация*.

Определение 2. *Спираль осевая* – это плоская или пространственная кривая, закрученная вокруг оси, т.е. многократно или бесконечно раз пересекающая или обходящая свою ось, (соотв. плоской или пространственной спирали). Ось прямую или, в свою очередь, кривую.

Постулат 2. Любая кривая сколь угодно точно аппроксимируется голоморфной функцией или

ветвью аналитической, тем более набором таких функций. (Строгого док-ва ещё нет).

Определение 3. *Извилина* (извива, зигзаг) – наиболее типичный компонент сложных кривых, регулярный участок вокруг точки перегиба. Или, регулярный отрезок кривой из двух противоположных дуг и точки перегиба. (m_K на рис. 1).

Дуга (на $\sigma_L \nu_L$ – рис. 1): $\sigma(\nu) \propto \nu^{2K}$, $K=1$, много реже $K=2,3,\dots$ Синусоида – простейшие трансцендентные извилины и дуги. Её поворотом $\sigma_L(\nu_L)$ плюс $\partial\nu/\partial\sigma$ строим *спирали с петлями* [1,4].

Определение 4 *Петля плоская* – это самопересекающаяся кривая, ограничивающая и замыкающая конечную область в зоне своего определения. Её сингулы: ветвления и бидвукратность.

Пример 1. Довольно сложная, *извилистая* кривая волнового числа $\sigma(\nu)$ *обратной волны*. На рис. 2 в [1] петля групповой скорости $U = \partial\nu/\partial\sigma$ порождается *двойной глубокой извилиной* $\sigma(\nu)$, с тремя точками двукратных ветвлений.

3. О структуре кривых. (**Пример 2**) *Простейшие* модели плоского и круглого резонатора и волновода порождают трансцендентные многозначные кривые (через $\sin\sqrt{(v^2 - \sigma^2)} = 0$ или функции Бесселя). Однако с тривиальной гиперболой.

О структуре дисперсионных кривых в теории волн предлагаются след. общие положения.

Предложение: 1. Дисперсионные кривые – это, как правило, многозначная трансцендентная функция, чётная, квазипериодическая $\{\sigma_n(\nu)\}^\infty$, комплексная (вкл. $Im \nu = 0$). С точкой сгущения на ∞ -ти. (Здесь Предложение – утверждение, в отл. от «замкнутой формулы»).

2. Отдельная ветвь $\sigma_n(\nu)$ – это, в основном, извилистая кривая. С точкой ветвления в нуле $\sigma=0$ или обрыва (прекращения) и др. сингулами и тремя (возможно, и более) характерными участками.

3. В нуле, на ∞ -ти и в сингулах даются эффективные асимптоты.

В механике и акустике наиболее изучены спектры пластины и круглого стрежня, из однородных изотропных тел ([3] и мн. др.). Сложнее с общим анализом, см. монографию [2] и наш [4].

[1]. Бырдin В. М. Извилины, петли и спирали трансцендентных функций и виртуальных кривых: сингулярный анализ, простые асимптоты, волновое приложение.// Математика, её приложения и математическое образование./ ВСГУТУ, ИПМ им. М.В. Келдыша РАН и др.– Улан-Удэ, 2017. (в печати; июнь)

[2]. Зильберштейн А. С., Копилевич Ю. И. Спектральная теория регулярных волноводов.– Л.: ФТИ, 1983. 302 с.
[3]. Byrdin V. M., Mamonova M. G. Backward modes of fluctuations of plates, cores and covers// Engineering and automation problems. 2011. N. 1, P. 81–91.

[4]. Бырдин В. М. Проблема дисперсии, сингулярной кинематики и общей теории нормальных волн и обратноволновых явлений/ Автореф. дисс. ...– М.: ИРЭ РАН, 2012. 36 с., 2п.л., 16 рис.// elibrary.ru (05.17г.)

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ТОРЦЕВЫХ ЗОН СТАТОРОВ МОЩНЫХ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ

¹Гаврилов С.Н., ²Петреня Ю.К., ²Жуков Д.В., ²Ройтгарц М.Б.

1 - ОАО «НПО ЦКТИ»

2 - ПАО «Силовые машины»

Вибрационное состояние статора турбогенератора во многом определяет надежность его работы. Источником вибрации лобовых частей статоров турбогенераторов являются магнитные силы, действующие радиально в воздушном зазоре между ротором и статором с частотой равной произведению количества полюсов на частоту вращения ротора, для двухполюсного генератора частота вибрации составляет 100 Гц [1]. На практике к наиболее повреждаемым элементам конструкции статора относятся выводные и соединительные шины лобовых частей обмотки [2,3]. Задача конструктора при проектировании не допустить превышение амплитуды колебаний над предельными значениями.

На примере конструкции статора мощного турбогенератора построена расчетная модель, включающая в себя: корпус, сердечник, стяжные ребра, нажимную плиту, корзину обмотки с бандажными кольцами, кольцо выводных шин, элементы крепления лобовых частей - кронштейны, распоры, клинья, вязки, зоны усиления замазкой, гибкие перемычки. Часть из этих элементов, а именно сердечник статора, соединительные и выводные шины с изоляцией, кронштейны шинодержателей, вязки, корзина выполнены из композиционных материалов. Для определения их физико-механических свойств, неоднородных и анизотропных, был выполнен большой объем численных и экспериментальных исследований.

Сложный характер взаимодействия контактирующих элементов конструкции лобовых частей между собой, а также влияние человеческого фактора при монтаже шин и элементов крепления приводит к неопределенности в граничных условиях. Несмотря на все известные преимущества МКЭ, точность расчета частотных характеристик в значительной мере зависит от поставленных граничных условий [4].

Стандартные граничные условия, используемые в МКЭ, а именно ограничение степеней свободы, накладываемые на узлы контактирующих поверхностей, существенно повышают жесткость системы и не всегда адекватно описывают кон-

тактные взаимодействия различных элементов конструкции. Помимо этого, необходимо также учитывать то, что условия закрепления не являются чем-то постоянным, а могут изменяться в процессе работы. Таким образом, постановка граничных условий является существенной проблемой, затрудняющей точное определение частотных характеристик выводных шин статоров турбогенераторов.

Выполненные на стенде серии экспериментальных работ позволили существенно сузить диапазон возможных значений спектра собственных частот элементов лобовых частей, а сравнение расчетных и эксплуатационных экспериментальных данных [5] показало, что:

- в диапазоне 0-120 Гц наблюдается хорошее соответствие между расчетными и экспериментальными значениями собственных частот;

- расчетные значения собственных частот могут превышать экспериментальные значения на 3-5%;

- при расчете получены частоты, соответствующие крутильным формам колебаний, не обнаруженные экспериментально.

Это может быть связано с тем, что крутильные и радиальные формы колебаний в эксперименте не определялись, а расчетные формы колебаний элементов конструкции являются в разной степени изгибно-крутильными, при этом имеются и явно выраженные крутильные формы колебаний. Также следует учесть, что ударным методом возможно не удалось приложить достаточное усилие для «возбуждения» всех форм колебаний.

Показано, что совместное использование результатов расчетных и экспериментальных исследований позволяет с требуемой для практики точностью, определять частотные характеристики выводных и соединительных шин статора турбогенератора, а также оценить влияние жесткостей элементов конструкции на спектр собственных частот.

[1] В.В.Титов, Г.М.Хуторецкий, Г.А.Загородная и др. Турбогенераторы. Расчет и конструкция. Л., Энергия, 1967.

[2] Хуторецкий Г.М., Фридман В.М., Школьник В.Э. Решение проблемы вибраций статора турбогенератора большой мощности // Электротехника, 1989, № 2, С. 26 - 29.
 [3] Шумилов Ю.А., Штогрин А.В. Уменьшение повреждаемости статоров мощных турбогенераторов, вызванных вибрацией в торцевой зоне. // Электротехника и электромеханика, 2014, № 1, С. 37 - 39.

[4] Петреня Ю.К., Антонюк О.В., Гаврилов С.Н. Оценка частот колебаний шин турбогенераторов. // Электрические станции, 2016, №3(1016), С. 47 - 51.
 [5] Ю.К. Петреня, О.В. Антонюк, С.Н. Гаврилов «Проблема определения частотных характеристик колебаний статоров мощных турбогенераторов». Журнал «Известия академии наук. Энергетика». №4 2017.

МАРКОВСКИЕ МАТРИЦЫ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ СЛУЧАЙНЫХ ПРОЦЕССОВ ХАРАКТЕРНЫХ ДЛЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

Гадолина И.В., Лебединский С.Г.

Институт машиноведения РАН, Москва, Россия

Цель

Рассмотрены возможности применения моделирования случайных процессов по марковским матрицам переходов. Проанализирована сопоставимость расчетных ресурсов по критерию образования трещины по исходным и смоделированным процессам.

Моделирование процессов

В связи с развитием испытательной техники и управляющих компьютеров появились возможности испытывать образцы и элементы конструкций при случайном процессе нагружения. В практике исследования железнодорожных конструкций создание и стандартизация подобных испытаний стоят особенно остро, так как на сегодняшний день еще не разработано надлежащих методик. С другой стороны, в других отраслях машиностроения стандарты уже созданы: в авиации, автомобилестроении [1]. Существуют две противоречивые тенденции. С одной стороны исследователям бы хотелось воспроизвести весь процесс целиком, «как есть». Это приводит к неоправданным временным затратам. С другой стороны, хотелось бы включить элемент случайности в испытания, что более соответствовало бы реальности. Неплохим компромиссом служит предложенный Фишером подход [2] моделирования по марковской матрице переходов. При этом вероятность появления очередного экстремума зависит лишь от величины предыдущего, а вероятности переходов в матрице заполняются на основании анализа реальных процессов нагружения.

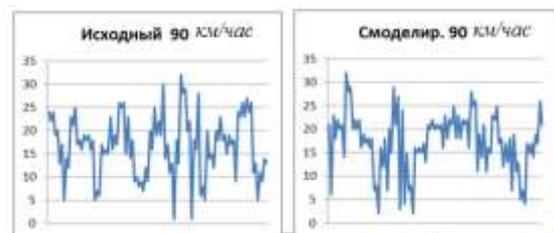
Исходные и смоделированные процессы нагружения

Совместно с сотрудниками ВНИКТИ г.Коломна были обработаны представительные реализации случайных процессов нагружения на детали грузового вагона [3]. Рассмотрены различные режимы нагружения на разных скоростях, на разных участках пути. По алгоритму [2] были заполнены марковские матрицы, при этом интервал дискретизации выбирался $n=32$ что обеспечило создание матриц 32×32 .

На рисунке слева показан исходный процесс нагружения детали при движении по прямой со ско-

ростью 90 км/час. На рисунке справа приводится участок смоделированного по марковской матрице процесса, заполненной информацией об исходном процессе.

Для количественного сопоставления исходных и смоделированных процессов по критерию истощения ресурса по усталости используется характеристика полноты спектра V , которую предлагается скорректировать в соответствии с рекомендациями [4], а именно приближенно взять $a_p=0.3$, что позволит избежать расчетной переоценки ресурса при нерегулярном нагружении.



С учетом упомянутого формула для скорректированной полноты спектра $V_{кор}$

$$V_{кор} = m \sqrt{\frac{0.3}{n} \sum h_i \left(\frac{\sigma_{ai}}{\delta_a} \right)^m}$$

В формуле m – коэффициент угла наклона кривой усталости; прочие величины в уравнении характеризуют блок нерегулярного нагружения [4].

Для исследованных режимов [3] $V_{кор}$ исходного и $V_{кор}$ смоделированного процессов весьма близки, также как и прочие параметры, характеризующие процесс (коэффициент широкополосности, среднее, дисперсия).

Вывод

Предложенный метод позволяет моделировать случайные процессы с распределением экстремумов, соответствующим исходному. При этом сохраняется фактор случайности. Метод может быть рекомендован для расчетов и испытания деталей подвижного состава, обеспечивая должную сопоставимость результатов по критерию образования

усталостной трещины.

[1]. А. Н. Савкин, А. А. Седов, А. В. Сиромахин, А. В. Андроник. Стандартные спектры нагружения для различных технических объектов//Известия ВолгГТУ. 2011. №5 С.99-105.

[2]. Р.Фишер, Э. Хайбах. Моделирование функций нагружения в опытах по оценке материалов. В кн. Поведение стали при циклических нагрузках. Под ред. В.Даля. перевод с немецкого. М. Металлургия. 1983. С.368-405.

[3]. Гадолина И.В., Петрова И.М., Шашкова Е.В., Беневоленская Е.М. Анализ нагруженности и составление обобщенного блока нагружения для оценки долговечности боковой рамы тележки/ Живучесть и конструкционного материаловедение. Труды конференции. Том.1.М., ИМАШ РАН. С. 67-72.

[4]. В.П. Когаев. Расчеты на прочность, при напряжениях, переменных во времени. М., Машиностроение, 1993, 364с.

ДИНАМИКА ГИДРОТУРБИН В УСЛОВИЯХ РАСШИРЕННОГО ДИАПАЗОНА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМОВ

Георгиевская Е.В.

ОАО «НПО ЦКТИ»
GeorgievskaiEV@ckti.ru

На долю гидроэнергетики в России приходится около 90% регулировочной мощности и только немногим более 20% общей установленной мощности энергоустановок. В силу своей маневренности гидроагрегаты являются основным инструментом для покрытия пиковых нагрузок, уравнивания неустойчивости нетрадиционных возобновляемых источников энергии (солнечной, ветровой, приливной и пр.), обеспечения надежности Единой энергетической системы. На протяжении последних двух десятилетий как в России, так и за рубежом прослеживается тенденция к существенному изменению режимов работы гидроагрегатов (ГА), что выражается в двух основных направлениях:

- расширение диапазона использования ГА, включая длительную работу на режимах малой/средней мощности вдали от зоны оптимума по КПД или на форсированных режимах;
- значительное увеличение количества и продолжительности переходных режимов, включая пуски/остановы, сбросы нагрузки вплоть до холостого хода, отжатие воды из проточной части турбины для работы в режиме синхронного компенсатора.

Для переходных и неоптимальных по КПД режимов работы ГА характерны увеличенные (относительно заложенных при проектировании величин) внешние гидродинамические нагрузки на узлы и детали гидротурбины, что приводит к ускоренной выработке ресурса, а при длительных сроках эксплуатации – еще и к снижению ее прочности и надежности.

Современный уровень развития программного обеспечения и компьютерных технологий позволяет моделировать большинство гидродинамических процессов, протекающих в проточной части гидротурбины при различных условиях эксплуатации: неравномерность обтекания, кавитационный прецессирующий жгут, волновые процессы при сбросе нагрузки и пр. [1, 2, 3]. Повышенные

гидравлические нагрузки на «неоптимальных» режимах приводят к повышенным внутренним динамическим напряжениям (рис. 1).

Подобное моделирование требует не только очень высокой квалификации расчетчика, мощной вычислительной техники и больших временных затрат, но и тонкой настройки расчетной гидравлической модели, которая в большинстве случаев возможна только на основании экспериментальных данных. Это существенно затрудняет широкое применение такого «прямого» подхода к решению задач прочности и ресурса гидротурбин.

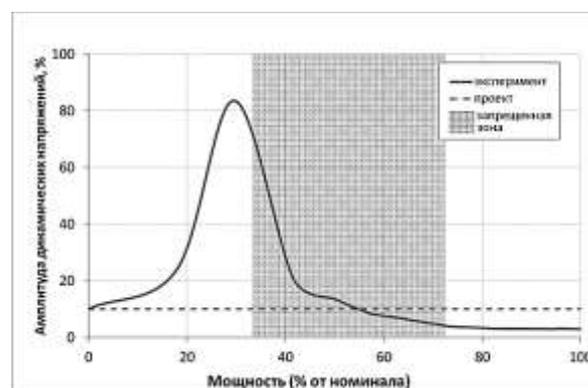
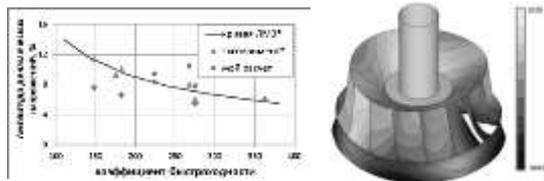


Рис. 1. Зависимость относительных динамических напряжений от режима работы ГА

Альтернативой могут служить «энергетический» метод, связывающий снижение КПД турбины за счет потерь водотока с динамическими напряжениями в лопастной системе (рис. 2а), или «обратный» подход, опирающийся на сопоставление расчета напряженно-деформированного состояния механической части гидротурбины (рис. 2б) с экспериментальными значениями перемещений по данным штатных систем контроля [4].



а) динамические напряжения ¹ б) динамические перемещения
 Рис. 2. Относительные динамические напряжения

[1]. Rodriguez D., Rivetti A., Lucino C. High load vortex oscillations developed in Francis turbines // 28th IAHR symposium on Hydraulic Machinery and Systems (IAHR2016) // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science, vol. 49, 2016, p. 082006. doi:10.1088/1755-1315/49/8/082006

[2]. Yamamoto K., Müller A., Favrel A., Landry C., Avellan F. Numerical and experimental evidence of the inter-blade cavitation vortex development at deep part load operation of a Francis turbine//

28th IAHR symposium on Hydraulic Machinery and Systems (IAHR2016) // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science, vol. 49, 2016, p. 082005. doi:10.1088/1755-1315/49/8/082005

[3]. Минаков А.В., Платонов Д.В., Дектерев А.А., Сентябов А.В., Пылев И.М., Захаров А.В. Применение методов математического моделирования для анализа низкочастотных пульсаций давления в проточном тракте высоконапорной ГЭС. Гидротехническое строительство. 2015, № 1, с. 29-36.

[4]. Георгиевская Е.В., Смелков Л.Л. Особенности определения динамических напряжений в лопастях мощных радиально-осевых гидротурбин // Новое в российской электроэнергетике, 2016, № 12. С. 28-43.

¹ По данным доклада: А.А. Колесников Экспериментальная проверка результатов реализации технических решений, принятых ОАО «Силовые машины» при восстановлении гидротурбин Саяно-Шушенской ГЭС. 9-ая НТК «Гидроэнергетика. Новые разработки и технологии», 2015 г., Санкт-Петербург

О ДИНАМИКЕ УПРУГО ЗАКРЕПЛЕННОГО ДВУХЗВЕННОГО МАЯТНИКА В ПОТОКЕ СРЕДЫ

Голуб А.П., Селюцкий Ю.Д.

НИИ механики МГУ, Москва, Россия

seliutski@imec.msu.ru

Постоянно растущее давление на экосистемы Земли требует разработок и внедрения энергетических систем, использующих возобновляемую энергию, в частности, энергию потоков среды (ветра, рек, приливных течений и т.д.). В настоящее время существует множество разных типов устройств, преобразующих энергию потока в электричество (или полезную работу). Наиболее распространены ветротурбины и гидротурбины, в которых движущаяся среда приводит во вращение рабочий элемент устройства.

Тем не менее, активно исследуются и другие типы устройств преобразования энергии потока, в которых рабочий элемент, взаимодействующий со средой, совершает не вращательное, а колебательное движение. Подобные механизмы описаны, в частности, в работах [1-4]. Важной задачей при разработке таких устройств является выбор и анализ механических систем, которые могли бы играть роль таких элементов. При этом существенно, что все положения равновесия системы должны быть неустойчивыми (или, по крайней мере, их области притяжения должны быть достаточно малы). Настоящая работа посвящена анализу одной из таких систем.

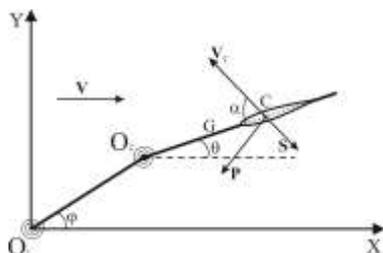


Рис. 1. Двухзвенный аэродинамический маятник

Рассмотрим двухзвенный аэродинамический маятник, который представляет собой систему, состоящую из двух шарнирно соединенных стержней (рис. 1). Первый стержень O_1O_2 может вращаться вокруг вертикальной оси O_1Z . Ось шарнира O_2 между звеньями также вертикальна. Ко второму стержню прикреплено крыло с симметричным профилем (предположим, что форма крыла близка к плоской пластине). Будем считать, что вся система помещена в поток сплошной среды, скорость которого на бесконечности постоянна и равна V . В отличие от системы, рассматриваемой в [5], будем считать, что в шарнирах имеются линейные спиральные пружины.

Система имеет тривиальное положение равновесия, при котором оба звена направлены вдоль набегающего потока.

Получены условия асимптотической устойчивости этого положения. Показано, что существуют диапазоны значений параметров системы, в которых это положение неустойчиво.

В этой ситуации в системе могут возникать периодические движения (циклы), что позволяет использовать ее в качестве устройства для преобразования энергии потока в полезную энергию.

Проведено численное моделирование поведения системы при различных значениях параметров (коэффициенты жесткости пружин, скорость набегающего потока, расстояние от середины крыла до шарнира между звеньями). Исследовано влияние указанных параметров на характеристики периодических движений системы.

В аэродинамической трубе НИИ механики МГУ проведена серия экспериментов с макетом двухзвенного маятника. Скорость набегающего потока менялась в пределах от 5 до 15 м/с. Испытания проводились с разными пружинами и при разном положении крыла на втором звене.

Показано, что результаты экспериментов качественно соответствуют результатам численного моделирования.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (гранты №№ 17-08-01366, 16-31-00374, 15-01-06970).

[1]. Isoc T., Leach F., Bobean C., Pavel, V., Vadan I. Study and design of a wing oscillating wind system // Advanced

Topics in Electrical Engineering (ATEE), 7th International Symposium, 2011, pp.1-4.

[2]. Klimina L., Samsonov V., Hwang S.-S., Lin K.-H., Lin C.-H. Application of the Poincare-Pontryagin theorem to analysis of a dynamical model of a wind powered car // 2016 International Conference Stability and Oscillations of Nonlinear Control Systems (Pyatnitskiy's Conference), IEEE, 2016, pp. 1-3.

[3]. Klimina L.A. Dynamics of a Slider-Crank Wave-Type Wind Turbine // Proceedings of the 14th IFToMM World Congress, 2015, pp.582-586.

[4]. Jones K.D., Davids S.T., Platzer M.F. Oscillating-wing power generation // 3rd ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference, 1999, pp. 1-6.

[5]. Герценштейн С.Я., Досаев М.З., Некрасов И.В., Самсонов В.А. Двухзвенный флюгер в потоке воздуха. Задача практикума по механике. / Под ред. академика РАН Г.Г. Черного. –М.: Изд-во Моск. ун-та. – 2004. – 18 с.

ВЛИЯНИЕ ЗАЗОРОВ НА ВЕРОЯТНОСТЬ ОТКАЗА ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

¹Гриб В.В., ²Петрова И.М.

¹Московский автодорожный институт (ГТУ), Москва, Россия

²Институт машиноведения РАН, Москва, Россия

impetr@mail.ru

При проектировании машины в её подвижных соединениях допускаются зазоры, которые обеспечивают собираемость звеньев и их перемещение относительно друг друга. Несмотря на малую величину зазоров по сравнению с номинальными размерами звеньев, они оказывают существенное влияние на динамику механизма. В процессе работы механизма с зазорами из-за наличия износа происходит увеличение реакций и появление виброударных режимов нагружения, что может существенно увеличить нагрузки, действующие на элементы механической системы. В работе [1] была исследована динамика многоступенчатого крейцкопфного вертикального поршневого компрессора и предложена модель оценки влияния величины зазоров в подвижных соединениях на характер изменения динамических параметров элементов механизма движения, основанная на применении уравнений движения в бесконечно малых перемещениях. С помощью разработанной модели были исследованы кинематические и динамические параметры трехрядных вертикальных поршневых компрессоров. Адекватность предложенной модели была подтверждена экспериментальными исследованиями виброакустических характеристик компрессора при различных степенях износа узлов трения.

Основные подходы к математическому моделированию динамики кривошипно-шатунного механизма с учетом зазоров в узлах трения приведены в [2]. В этом случае дискретные состояния узла рассматриваются через определенный интервал, называемый шагом износа. Закономерности изнашивания материалов из которых изготовлен

узел в зависимости от наиболее влияющих факторов определяются экспериментально или принимаются на основе известных справочных материалов. Переход от одного состояния по критерию износа к другому осуществляется скачкообразно. В пределах шага износа параметры состояния и свойства системы принимаются неизменными, что позволяет развитие процессов, протекающих при изнашивании, заменить квазистатической расчетной моделью. Чем меньше выбранный шаг, тем более корректно расчетная модель описывает протекающие процессы. С использованием данной модели была определена величина износа механизма двигателя [2]. Экспериментальные исследования виброакустических характеристик механизма при различных состояниях узлов показал их удовлетворительное соответствие расчетным характеристикам. Предложенная модель оценки динамики и износа элементов механических систем позволяет проводить уточненные расчеты на долговечность по критериям динамического нагружения и износа. В этом случае оценку вероятности разрушения целесообразно проводить по методике, основанной на учете постепенного снижения предела выносливости вследствие циклических перегрузок, алгоритм которой изложен в [3].

Результаты расчета вероятности разрушения в зависимости от зазора в сопряжении и для различных рабочих нагрузок представлены в таблиц

Таблица 1. Результаты расчета вероятности разрушения шатунов

Нагрузка кН	Зазор в сопряжении, мм	σ_a МПа	u_p
300	0,06	63,0	-1,98
	0,10	72,0	-1,08
	0,15	78,5	-0,48
250	0,06	53,3	-3,18
	0,10	60,0	-2,33
	0,15	66,5	-1,83
180	0,06	40,0	-4,73
	0,10	45,5	-4,19
	0,15	50,7	-3,55

[1]. В.В.Гриб, Б.П.Сафонов, Р.В.Жуков Динамика механизма движения поршневого компрессора с учетом зазоров в подвижных соединениях //Вестник машиностроения. 2002, №4, с.3-7.

[2]. Гриб В.В., Петрова И.М., Жуков Р.В. Компьютерное моделирование изменения технического состояния механизма ДВС в процессе эксплуатации. // Вестник МАДИ (ГТУ), вып. 2, 2004, с. 17-24.

[3]. МУ. Расчеты деталей машин на выносливость в вероятностном аспекте. Ред. Гусенков А.П., Петрова И.М., Гадолина И.В. М.: МЦНТИ, 1991, с. 85

ИНФОРМАТИВНОСТЬ ПРИЗНАКОВ НА ОСНОВЕ WAVELET-ПРЕОБРАЗОВАНИЯ И НВ-АНАЛИЗА ВИБРАЦИОННЫХ СИГНАЛОВ ДЛЯ ОЦЕНКИ СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВ ГТД

Грызлова Т. П.

РГАТУ им. П. А. Соловьева, Рыбинск, Россия
ktntpgryzlova@mail.ru

Целью исследований информативности алгоритмов обработки вибросигналов было понимание и объяснение причин большого количества необоснованных съёмов газотурбинных двигателей (ГТД) в эксплуатационных испытаниях, разработка методики отбора признаков для диагностики состояния подшипников трансмиссии ГТД, оценка информативности Wavelet-анализа.

Результатом этих исследований стало изменение принципов обработки диагностических вибросигналов [1], нестационарных и сильно вариативных. Как известно, в таких случаях требуется разработка специальных методов анализа. Элементы предлагаемых методов и комплексов алгоритмов структурного анализа – полуволны в НВ-анализе [1] и характерные последовательности (ХП) в МХП [2]. Критерий информативности I_F обработки и признаков диагностики – отношение среднего межклассового расстояния к среднему внутриклассовому расстоянию между образами в признаковом пространстве F [2]. Пространство F_1 формируется с помощью простых алгоритмов вычисления среднего (m) и дисперсии σ^2 сигнала $s(t) \xrightarrow{alg1} F_1 = |m \ \sigma^2|$. Для формирования пространства F_2 цифровые сигналы $s(t), t = 0..T - 1$ преобразуются в последовательности Wavelet-коэффициентов разложения в базисе Хаара:

$$s(t) \rightarrow \begin{vmatrix} w_0(k0) & w_1(k1) & \dots & w_{L-1}(k(L-1)) \\ a_0(k0) & a_1(k1) & \dots & a_{L-1}(k(L-1)) \end{vmatrix}^T$$

$$kj = 0..K_j - 1, \quad K_0 = \frac{T}{2}; \quad K_j = K_{j-1}/2$$

Вычисляются: максимальная глобальная энергия (дисперсия) E_{max} , дисперсии Wavelet-коэффициентов E_{wj} и аппроксимаций E_{aj} .

$$s(t) \xrightarrow{WT} W, a \xrightarrow{alg2} F_2 = |E_{max} \ E_{w1} \dots \dots E_{a5}|.$$

Пространство F_3 формируется с помощью алгоритмов вычисления статистик полуволн: количество (N), максимальная длительность отрицательной полуволны (DT_{nx}), максимум гистограммы длительностей полуволн (hx), среднее количество полуволн в кластерах одного типа (hm), мода (DT_{md}), коэффициент вариативности ($kvar$), плотности распределения полуволн ($p(DT)$, $p(DT_n)$).

$$s(t) \xrightarrow{HWA} \{HW\} \xrightarrow{alg3} F_3 = |N \ hx \dots kvar \dots DT_n|$$

Примеры распределения хорошо разделимых по признаку σ^2 образов подшипников ГТД классов B и C (выборка LS00) и практически неразделимых ни по каким статическим признакам подшипников N и B ($\{LS7\}$) показаны на рис. 1. Заметим, что по динамическим признакам, полученным в результате НВ-анализа, состояния этих подшипников можно распознать правильно [1].

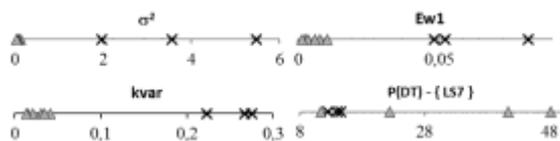


Рис. 1. Распределение образцов LS00 (x - B, Δ - C, N)

В табл. 1 представлена информативность различных признаков для выборок LS00 и LS7, а также LS15 (испытания на надежность) и LS1 (неразделимые по σ^2 классы B, C и N). В таблице не заполнены клетки с низкой информативностью.

Таблица 1. Информативность признаков для диагностики

Признаки	Сигнал	Выборки			
		LS15 (Nasa)	GTE (ГТД)		
			LS00	LS1	LS7
	σ^2	1,33	1,51	0,83	0,4
Wavelets	E _{max}		1,36	0,62	0,39
	E _{w1}		2,1		0,45
	E _{w2}	1,27			0,44
	E _{w3}			0,74	0,42
	E _{a5}			1,16	0,62
HW	N	3,66			0,6
	DT _{nx}	2,61		0,84	
	hx	3,55			
	hm	2,39			
	DT _{md}		3,14		
	kvar		4,75	0,75	
	p(DT)				0,83
	p(DT _n)				0,61

Выводы. Мощность вибраций, так и мощность Wavelet-коэффициентов информативна в повторяемых ситуациях (LS15, LS00) и неинформативна в сложных вариативных условиях эксплуатационных испытаний (LS1, LS7). HW-анализ предоставляет большое число более информативных признаков, их выбор зависит от задачи.

HW-анализ является достаточно общим и перспективным для решения различных диагностических задач, успешно заменяя или дополняя общепризнанные методы спектрального или Wavelet-анализа.

[1] Грызлова Т. П., Комаров Б. И. Метод анализа п олуволи (HW-анализ) в испытаниях подшипников//Динамика и прочность конструкций аэрогидроупругих систем. Численные методы. Труды третьей научно-технической конференции. - М.: ООО «РИФ «СЕМИР», 2015. С. 14 – 15.

[2] A.P. Gorshkov, T. P. Gryzlova. A Family of Effective Features for Condition Diagnostics of Complex Technical Systems from the Example of GTE Transmission Bearings //Pattern Recognition and Image Analysis. – 2009. - Vol. 19. - No. 4. - pp. 641–646.

ИЕРАРХИЧЕСКАЯ СИСТЕМА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ПРИ РЕШЕНИИ СВЯЗНЫХ ЗАДАЧ РАЗЛИЧНОЙ СЛОЖНОСТИ

Каплунов С.М., Вальес Н.Г, Самолысов А.В.

Институт машиноведения РАН, Москва, Россия

kaplunov@imash.ru

Цель настоящих исследований - создание многоуровневой иерархической системы математических и физических моделей основных динамических процессов взаимодействия в гидроаэроупругих системах (иерархическая структурно-групповая система моделей возрастающей сложности и точности воспроизведения исследуемых процессов).

Доклад посвящен разработке и реализации в виде комплексов программ эффективных методов моделирования течений вязкой жидкости или газа для исследования аэрогидродинамических нагрузок на тела, совершающие произвольные движения, включая изменение собственной формы, а также для решения задач определения характера и формы движения тел под действием аэрогидро-

динамических сил в потоке и при обтекании различных тел и конструкций [1-4].

Как показал многолетний опыт моделирования методом дискретных вихрей (также, как и для иных вихревых методов) данная модель обладает рядом преимуществ. Удастся на единой математической и вычислительной основе создать целую иерархию программных средств, охватывающих широкий спектр приложений. На их базе в сочетании с физическим экспериментом накапливается важный материал в познавательном плане – устанавливаются пределы применимости схем и модулей. Осуществляется переход от решения отдельных задач к созданию комплекса программ на системной основе. Так, дополнение схемы моделью пограничного слоя (для определения его

отрыва) позволяет сделать новый шаг в расширении возможностей применения метода дискретных вихрей [1, 4].

В работе рассматривается природа гидродинамических механизмов возбуждения вибраций теплообменных пучков труб в поперечном потоке жидкости. Такое возбуждение связано с коллективными процессами в пучке, состоящем из большого числа трубок, а возбуждающие силы порождаются нестационарным отрывным течением в межтрубном пространстве. Математическое описание явления требует разработки достаточно сложных моделей [3].

Работа проведена для создания математических моделей наиболее опасных механизмов возбуждения пучков труб и плохообтекаемых конструкций цилиндрической формы, а также для создания надежных расчетных методов при описании этих моделей. Для решения таких задач необходим комплексный подход, основанный на сочетании численных экспериментов на ВМ и экспериментальных исследований на натурных и модельных объектах [1].

Изложенные в докладе положения иллюстрируются графиками и анимациями, полученными авторами при рассмотрении широкого многообразия решаемых задач и используемых для этого видов вихревых методов (или их комбинаций), причем задачи решаются с неизменным применением определенного количества допущений и ограничений различного типа, с целью уменьшить относительную погрешность численного метода, или физического эксперимента и моделирования, когда требуется получить ряд значений величин, необходимых для успешного проведения численного эксперимента.

Один из самых важных критериев при оценке математических моделей дает представление, в какой степени эти модели могут отвечать на запросы практики. Многократно апробированный и корректный расчет вихревых следов особенно важен в трех областях: прежде всего в авиации, а также при расчете ответственных комплексов теплообменного оборудования и скоростных железнодорожных составов.

1. Махутов Н.А., Драгунов Ю.Г., Каплунов С.М., Вальес Н.Г., Фесенко Т.Н., и др. Динамика и прочность водяных энергетических реакторов. М.: Наука, 2004, 440 с.
2. Каплунов С.М., Вальес Н.Г., Махутов Н.А., Дубинский С.И., Самсонов В.А. Аэродинамическое воздействие скоростных поездов на объекты инфраструктуры ОАО «РЖД» // Бюллетень Объединенного ученого совета ОАО «РЖД». 2016. №1-2. С.47-57.
3. Самолысов А.В., Марчевская О.А., Каплунов С.М. Оценка устойчивости для пучков труб теплообменников // Ж.ВАНТ, Сер: Ядерно-Реакторные Константы, вып. 3, 2016.с. 152-158.
4. Kaplounov S., Valles N., Solonin V. Analysis of errors agreement for Complex numerical-experimental investigations // Proc. of the 3rd Int. Conf. on EAHN. Czech. Rep., Prague, 1999, pp.223-230 с.

ЧИСЛЕННЫЙ ЭКСПЕРИМЕНТ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ДИНАМИКИ И ПРОЧНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ АЭРОГИДРОУПРУГИХ СИСТЕМ И ЕГО ВЕРИФИКАЦИЯ

**¹Каплунов С.М., ¹Вальес Н.Г., ¹Дронова Е.А., ¹Ченцова Н.А., ¹Фурсов В.Ю.,
²Солонин В.И.**

¹Институт машиноведения РАН, Москва, Россия

²МГТУ им. Н.Э.Баумана, Москва, Россия

kaplunov@imash.ru

В работе изложены основные вопросы анализа результатов, постановки и проведения исследований реальных физических процессов при определении динамических параметров и долговечности конструкций в различных отраслях машиностроения, на транспорте и в энергетике. В настоящее время их определение проводится в

виде комплексов прогрессивных расчетных и экспериментальных направлений исследования, которые реализуются последовательно или параллельно и дополняют друг друга, обеспечивая в итоге получение достаточно корректных и надежных конечных результатов с требуемым качеством верификации и относительной суммар-

ной погрешностью [1-5]. При этом следует отметить, возрастающую роль численного эксперимента в подобных зарубежных и в отечественных работах и исследованиях [2].

Авторами [1,4] проведена отладка модели численного эксперимента по определению коэффициентов силового воздействия потока на конструкцию, результаты которой обоснованно ужесточают требования по погрешности к численному эксперименту до уровня относительной погрешности измерений динамических деформаций $\varepsilon_{\phi} \leq \pm 6-7\%$, обусловленной требованием итога исследований – эффективного прогнозирования долговечности конструкции. Такой подход может быть успешно распространен для подобного анализа в приложении к иным вихревым или численным методам, а анализ функционирования численной модели позволяет определить последовательно используемые параметры и коэффициенты, которые могут быть получены только путем физического эксперимента.

Предложенный комбинированный расчетный подход [2] представляет связанную систему проведения сложных расчетных исследований двумя и более прогрессивными расчетными методами в постоянном их взаимодействии, что определяет повышение оперативности и существенное снижение затрат (на 20 – 35 %) на проведение численных исследований значительного объема и сложности. Полученные данные верифицированы в соответствии с определенной методикой [1,4,5] с использованием собранного авторами банка опытных данных, включая результаты испытаний как на международных стандартных моделях (модель Ахмеда и др.), так и на отечественных моделях (испытания в аэродинамических трубах и на гидродинамических стендах [1]). Исходной для апробации подхода послужила комбинация методов в 3D-постановке (ANSYS CFD, метод дискретных объемов МДО), а для расчета в 2D-постановке – эффективный модернизированный метод дискретных вихрей ММДВ (разработка ИМАШ РАН) и метод вихревых вязких доменов МВВД (разработка МГУ) [2].

Верификация осуществляется путем непосредственного сравнения данных по относительной погрешности численного и физического экспериментов при идентичных условиях их проведения (предпочтительный случай), либо, при отсутствии корректно-проведенного физического эксперимента используется либо тестовая модель, либо их набор с последовательным приближением к максимально возможному подобию натуры и модели.

Поэтому в практику верификации в настоящее время введено понятие действительно представительного фрагмента конструкции или системы – когда удается сразу или последовательно перейти от промежуточных тестовых моделей к испытаниям представительного фрагмента, то качество верификации и, соответственно, корректность проведения численного моделирования (без использования масштабного и дорогого натурального физического эксперимента) существенно повышается. Относительная погрешность при реализации предложенного подхода в итоге составляет до 12 – 15%.

На основании проведенного анализа стало возможным реализовать обоснованное повышение корректности верификации расчетных данных, согласование погрешностей и связанных с ним дополнительных условий проведения отдельных направлений исследований.

1. Махутов Н.А., Драгунов Ю.Г., Каплунов С.М., Вальес Н.Г., Фесенко Т.Н., и др. Динамика и прочность водо-водяных энергетических реакторов. М.: Наука, 2004, 440 с.
2. Каплунов С.М., Вальес Н.Г., Махутов Н.А., Дубинский С.И., Самсонов В.А. Аэродинамическое воздействие скоростных поездов на объекты инфраструктуры ОАО «РЖД» // Бюллетень Объединенного ученого совета ОАО «РЖД». 2016. №1-2. С.47-57.
3. И.Я. Емельянов, В.И. Михан, В.И. Солонин. Конструирование ядерных реакторов. Учеб. Пособие для ВУЗов (под ред. Н.А. Доллежалы), М.: Энергоиздат, 1982, 400 с.
4. Kaplounov S., Valles N., Solonin V. Analysis of errors agreement for Complex numerical-experimental investigations // Proc. of the 3rd Int. Conf. on EANE. Czech. Rep., Prague, 1999, pp.223-230.
5. М.Н. Степнов. Статистические методы обработки результатов механических испытаний. Справочник. М.: Машиностроение, 1985, 232 с

О ПЕРСПЕКТИВЕ РАЗРАБОТКИ РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО МЕТОДА ОЦЕНКИ ФРЕТТИНГ - ИЗНОСА КОНТАКТИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕПЛООБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

¹Каплунов С.М., ¹Марченко Е.А., Эфрос Д.Г., ²Панов В.А., ²Большухин М.А.

¹Институт машиноведения РАН, Москва, Россия

²ОАО «ОКБМ Африкантов». Н.Новгород, Россия

emar40@mail.ru

Уникальное сочетание механических свойств с коррозионной стойкостью делает сплавы на основе титана все более востребованным конструкционным материалом для теплообменных систем различного назначения [1]. Однако их низкие трибологические характеристики могут привести к повреждениям в местах контакта даже в таких номинально неподвижных элементах, как уплотнения в соединительных патрубках. В реальных системах контактирующие поверхности смещаются друг относительно друга вследствие возникновения пульсаций давления в теплоносителе и вибраций от других механизмов и конструкций. Расчеты показали что, амплитуды смещений не превышают несколько микрон. В таких условиях возникает фреттинг-износ, вызывающий повреждения не только в поверхностных слоях, но и распространяющиеся вглубь.

Снизить потери от трения можно подбором оптимального сочетания используемых конструкционных материалов. Согласно [2], фреттинг-износ является результатом проскальзывания, поэтому математическое описание и экспериментальные исследования этого процесса на начальной стадии проводились в условиях трения скольжения.

Для оценки трибологических характеристик двух сочетаний сплавов на основе титана – ПТ-7М - ПТ-7М и ПТ-7М – ВТ1-00 и сравнения их с одноименной парой из стали ХН35ВТ, также применяемой в качестве конструкционного материала, использовался одношариковый трибометр. Чтобы выявить все возможные механизмы изнашивания и степень их влияния на величину износа, образцы испытывались при больших контактных давлениях и трении без смазки с фиксацией значений силы трения в зависимости от нагрузки и продолжительности испытаний. При трении пар из титановых сплавов наблюдалось периодическое изменение силы (коэффициента) трения, что является отражением усталостных процессов на трибоконтакте. Исследование поверхностей трения показало наличие наряду с усталостным адгезионного износа и окислительных процессов с образованием порошкообразных частиц износа черного цвета. Преобладающим механизмом изнашивания оказывается усталостный механизм и используются [3] соответствующие уравнения для оценки величины износа исследуемых сплавов

Статистическая обработка трибограмм позволила построить кривые фрикционной усталости, которые показывают, что испытания титановых сплавов проводились в области пластического контакта (малоциклового усталости), а усталостные характеристики сплава ПТ-7М выше, чем у ВТ1-00, соответственно и интенсивность износа сплава ВТ1-00 больше. Трибограммы пары сталь ХН35ВТ - ХН35ВТ характеризуют усталостный механизм изнашивания в области упругого контакта (многоциклового усталости). Сравнение экспериментально полученных значений показателей степени t в уравнениях кривой фрикционной усталости $n=(\sigma_0/\sigma)^t$ показало, что лучшие усталостные характеристики имеет сталь ХН35ВТ ($t=3,2$). Титановые сплавы уступают ей в этом плане, но у сплава ПТ-7М он несколько лучше ($t=1,6$ и $1,2$, соответственно). Максимальный износ фиксируется у сплава ВТ1-00, а у стали ХН35ВТ износ не обнаружен.

В реальных условиях уплотнения в соединительных патрубках работают в области упругого контакта (многоциклового фрикционной усталости). Получение данных для разработки расчетно-экспериментального метода оценки величины износа сплавов на основе титана предполагает провести их испытания в условиях, приближенных к реальному сопряжению (по нагрузке, коэффициенту взаимного перекрытия и т.д.). Сравнение полученных результатов позволит оценить степень влияния трибологических характеристик используемых материалов на надежность и долговечность конструкции в целом и продолжить методику [4].

[1] Чечулин Б.Б., Ушков С.С., Разуваева И.Н., Гольдфайн В.Н. Титановые сплавы в машиностроении. – Л.: «Машиностроение».- 1977.-248 с.

[2] Каплунов С.М., Марченко Е.А., Эфрос Д.Г., Панов В.А. К оценке износа контактирующих элементов теплообменного оборудования. //Трибофатика. Труды У1 Международного симпозиума по трибофатике МСТФ 2010. Минск, БГУ, 2010, ч.1, С. 273-277 .

[3] Марченко Е.А., Каплунов С.М., Коровкин Ю.В., Эфрос Д.Г., Панов В.А. Трибологические свойства некоторых титановых сплавов для теплообменного оборудования // Трение и смазка в машинах и механизмах, 2010, №10, - С.30-34.

[4] Каплунов С.М., Марченко Е.А., Эфрос Д.Г., Большухин М.А., Панов В.А. Оценка долговечности соединения патрубков первого контура. //АЭУ.Труды III Научно-технической конференции «Динамика и прочность конструкций аэрогидроупругих систем. Численные методы», Москва, 2015, ИМАШ РАН, - С. 25-26

ДИНАМИКА ДВУХПРОПЕЛЛЕРНОЙ ГОРИЗОНТАЛЬНО-ОСЕВОЙ ВЕТРОУСТАНОВКИ

Климина Л.А., Локшин Б.Я.

НИИ механики МГУ, Москва, Россия

klimina@imec.msu.ru

Описание системы

Рассматривается модель двухпропеллерной горизонтально-осевой ветроустановки (рис. 1). Пропеллеры имеют одинаковые аэродинамические характеристики, но предназначены для вращения в противоположных направлениях. Ось одного из пропеллеров жестко соединена с ротором генератора, ось другого пропеллера – со статором. Ток снимается по средствам скользящих контактов. Генератор подключен к локальной внешней цепи, сопротивление в которой является варьируемым параметром модели. Предполагается, что момент электромагнитных сил, описывающий взаимодействие ротора и статора, линейно зависит от относительной угловой скорости ротора. Аэродинамическое воздействие на пропеллеры описывается при помощи квазистатической модели. Падение скорости потока за первым пропеллером оценивается на основе теории Беца [1, 2].



Рис. 1. Схема установки

Уравнения движения

Обезразмеренные динамические уравнения представлены системой второго порядка:

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_1 &= b(f(\omega_1) - c(\omega_1 + \omega_2)), \\ \dot{\omega}_2 &= b(g(\omega_1)f(\omega_2) - c(\omega_1 + \omega_2)). \end{aligned} \quad (1)$$

Здесь ω_1 и ω_2 – безразмерные угловые скорости пропеллеров, отсчитываемые в противоположных направлениях, $f(\omega)$ – безразмерная функция, описывающая аэродинамический момент, действующий на пропеллер (используются экспериментальные значения [3-5]), $g(\omega_1)$ – функция, характеризующая падение скорости за первым пропеллером (равна квадрату отношения скорости пото-

ка, набегающего на второй пропеллер, к скорости потока, набегающего на первый пропеллер), b – безразмерный коэффициент, характеризующий момент инерции пропеллера, c – безразмерный коэффициент электрической нагрузки (обратно пропорционален величине внешнего сопротивления в цепи генератора и скорости ветра).

Для определения функции $g(\omega_1)$ используются следующие соотношения:

$$\begin{aligned} g(\omega_1) &= (1 - 2a)^2, \\ c_{p1}(\omega_1) &= \omega_1 f(\omega_1) = 4a(1 - a)^2. \end{aligned}$$

Здесь a – коэффициент падения скорости, c_{p1} – коэффициент мощности первого пропеллера.

Устойчивые неподвижные точки уравнений (1) соответствуют рабочим режимам ветроустановки.

Стационарные режимы

Стационарные режимы движения системы определяются соотношениями:

$$\frac{f(\omega_1^*)}{g(\omega_1^*)} = f(\omega_2^*), \quad c = \frac{f(\omega_1^*)}{\omega_1^* + \omega_2^*}.$$

Условия асимптотической устойчивости стационарного режима имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} g(\omega_1^*) f' \Big|_{\omega=\omega_2^*} + f' \Big|_{\omega=\omega_1^*} - 2c &< 0, \\ g(\omega_1^*) f' \Big|_{\omega=\omega_1^*} f' \Big|_{\omega=\omega_2^*} - c(f' \Big|_{\omega=\omega_1^*} + \\ + g(\omega_1^*) f' \Big|_{\omega=\omega_2^*}) + c g' \Big|_{\omega=\omega_1^*} f(\omega_2^*) &> 0. \end{aligned}$$

Описание результатов

Построены бифуркационные диаграммы, описывающие зависимость механической мощности ветроустановки на стационарных движениях от величины коэффициента электрической нагрузки. Определен диапазон значений внешнего сопротивления, при котором достигаются наибольшие значения механической мощности ветроустановки. Показано, что в этом диапазоне электрической нагрузки второй пропеллер вносит больший вклад в выработку электроэнергии, чем первый, несмотря на то, что расположен в его следе.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (гранты №№ 15-01-06970, 16-31-00374, 17-08-01366).

[1]. Betz A. Der Maximum der theoretisch möglichen Ausnützung des Windes durch Windmotoren// Zeitschrift für das Gesamte Turbinenwesen, 1920; 26, p. 307–309.

[2]. Frandsen S. et al., Analytical modelling of wind speed deficit in large offshore wind farms// Wind energy, 2006, 9(12) p. 39–53.

[3]. Dosaev M., Holub A., Klimina L. Preferable operation modes of

a wind turbine with a differential planetary gearbox// Mechanism and Machine Science, 2015, 24, p. 545–552.

[4]. Dosaev M.Z., Samsonov V.A., Seliutski Y.D., On the dynamics of a small-scale wind power generator// Doklady Physics, 2007, 52(9), p. 493–495.

[5]. Dosaev M.Z., Lin Ch.-H., Lu W.-L., Samsonov V.A., Seliutskii Yu.D., A qualitative analysis of the steady modes of operation of small wind power generator // Journal of Applied Mathematics and Mechanics, 2009, 73(3), p. 259–263.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ПРОЦЕССОВ АЭРОУПРУГОСТИ ПРОНИЦАЕМЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ

Кочетков А.В., Модин И.А., Абузьяров М.Х., Глазова Е.Г., Крылов С.В., Савихин А.О.

Научно-исследовательский институт механики Национального исследовательского Нижегородского государственного университета им. Н.И. Лобачевского, Нижний Новгород, Россия
kochetkov@mech.unn.ru

Математическая модель нестационарного деформирования пористых проницаемых конструкций основывается на нелинейных уравнениях динамики двух взаимопроникающих континуумов (скелет среды и поровый газ), каждый из которых имеет свои скорости, напряжения (давления) и температуры [1]. Предполагается, что эффекты вязкости и теплопроводности существенны лишь в процессах межфазного взаимодействия. Пористый скелет деформируется нелинейно и, в общем случае, анизотропно.

Численное решение уравнений производится по модифицированной схеме С.К. Годунова в эйлерово-лагранжевых подвижных разностных сетках, реализованной в авторском пакете прикладных программ UPSGOD 2D. Используются модифицированные варианты схемы, повышающие точность расчетов до второго порядка и реализующие уравнения динамики гетерогенных сред с учетом межфазных сил. В качестве межфазных сил учитываются силы сопротивления частиц твердой фазы при их обтекании поровым газом, силы Стокса вязкого трения, конвективный теплообмен через межфазную поверхность. В механике гетерогенных сред поверхность контакта чистого газа с пористой средой является поверхностью разрыва пористости, то есть комбинированным разрывом (КР). На контактных границах «чистый газ» - «поровый газ» должны выполняться специальные условия, которые получаются из законов сохранения на скачке пористости (проницаемости) среды. Для замыкания этих условий используется аналогия между течением газа в окрестности КР и течением газа по прямолинейной трубе со скачком сечения – вводится дополнительная поверхностная сила, действующая на непроницаемую часть границы.

Для реализации контактных условий на подвижных границах «газ – поровый газ» используется одномерная задача о распаде разрыва на скачке сечений в канале, который отождествляем со скачком пористости. Предложенный способ реализации контактных условий на тестовых за-

дачах сравнивается с используемыми ранее некоторыми авторами упрощенными алгоритмами определения контактных давлений, заключающимися в усреднении параметров на контактной границе.

Получены результаты численных исследований взаимодействия ударных волн с проницаемыми деформируемыми высокопористыми многослойными плоскими пакетами плетеных металлических сеток в составе модельной цилиндрической взрывной камеры. Пакеты сеток предполагаются ортотропными элементами конструкций, упругопластически сжимаемыми в направлении нормальном к слоям сеток и упругопластически растяжимыми в направлении нитей. Показано влияние волновых процессов в поровом газе на процессы взрывного нагружения и деформирования многослойного пакета сетки.

Численные исследования взаимодействия ударных волн с проницаемым деформируемым многослойным рулонированным цилиндрическим пакетом плетеных металлических сеток при нагружении внутренним взрывом цилиндрического заряда конечной длины, позволили получить параметры проходящих ударных волн, параметры деформирования проницаемой преграды и оценить ее защитные свойства. Результаты численных исследований соответствуют известным экспериментальным данным, как по амплитудам, так и по распределению параметров за фронтом проходящей волны.

Приводятся результаты численного исследования процессов динамического деформирования составной цилиндрической оболочки, защищенной изнутри цилиндрическим пакетом металлических плетеных проволочных сеток. Внутреннее нагружение оболочки осуществляется взрывом шарового заряда.

Выполненные исследования свидетельствуют об адекватности разработанных математических моделей, численных методик и программных средств.

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (коды проектов 16-08-00458, 15-48-02333р_поволжье_а).

[1]. Нигматулин Р.И. Динамика многофазных сред. М.: Наука, 1987. Ч. 1.

[2]. Глазова Е. Г., Кочетков А.В. Численное моделирование взаимодействия деформируемых газопроницаемых пакетов сеток с ударными волнами // ПМТФ, 2012, №3, С. 11-19.

[3]. Е.Г. Глазова, А.Ю. Константинов, А.В. Кочетков, С.В. Крылов Взрывное нагружение деформируемых газопроницаемых осесимметричных элементов конструкций // ПМТФ. №5. 2016. С.119-126.

[4]. Глазова Е.Г., Кочетков А.В., Крылов С.В., Турьгина И.А. Численное моделирование взаимодействия ударных волн с проницаемыми деформируемыми многослойными пакетами плетеных сеток // Проблемы прочности и пластичности. Н.Новгород. Изд-во ННГУ. Вып.78 №1. 2016. С.81-91.

ВОПРОСЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ПРОЧНОСТИ И УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ АРКТИЧЕСКИХ СУДОВ И МОРСКОЙ ТЕХНИКИ

Крыжевич Г.Б.

ФГУП "Крыловский государственный научный центр", Санкт-Петербург, Россия

Объектами исследований являются толстолистовые сварные конструкции судов и морской техники, эксплуатируемые при температуре минус 40°C и ниже. Действующие нормативные требования, используемые при сертификации таких конструкций, оговариваются в правилах классификационных обществ (например, в правилах Российского морского регистра судоходства). Вместе с тем практика создания арктических судов и морских добычных платформ показывает, что существующие нормативные требования к трещиностойкости сварных соединений таких конструкций обычно не удается выполнить по ряду технологических и экономических причин, что при формальном подходе ведет к запрету их эксплуатации при низких температурах.

Целью работы является разработка альтернативного подхода к обеспечению статической прочности (хладостойкости) и усталостной долговечности сварных конструкций на основе использования новых методов прямого расчета сварных конструкций на основе метода конечных элементов с учетом реально достигаемых показателей трещиностойкости и пластичности материала сварных соединений. Для достижения этой цели предложены существенные изменения процедур расчета по сравнению с применяемыми при обычных температурах. При разработке методов расчета статической и усталостной прочности приняты во внимание следующие явления:

- возможность появления как хрупких, так и вязких разрушений узлов конструкций;
- снижение резервов пластического деформирования материала в узлах конструкции (в результате совместного влияния двух факторов - стеснения деформирования в зонах концентрации напряжений и низкой температуры), учитываемое на основе работ Н.А. Махутова;
- увеличение пределов текучести и прочности материала при понижении температуры, учи-

тываемое на основе исследований Н.А. Махутова;

- изменение угла наклона низкотемпературных усталостных кривых, построенных в двойных логарифмических координатах, по сравнению аналогичными кривыми, установленными по результатам испытаний образцов при комнатной температуре.

В результате выполнения расчетных и экспериментальных работ разработаны основанные на конечно-элементном анализе напряженно-деформированного состояния узлов методы прямого расчета сварных судовых конструкций на статическую и усталостную прочность с учетом низкотемпературных условий эксплуатации и установлено следующее:

- прочность и эксплуатационная безопасность сварных толстолистовых конструкций морской техники могут быть обеспечены при выполнении существующих требований [1,2] в части выбора конструкционных материалов и ограничения уровня напряженности их элементов, использования конструктивных решений, умеряющих концентрацию напряжений в узлах, использования технологических процессов сварки и сборки, обеспечивающих низкие уровни сварочных напряжений и деформаций, а также высокое качество материалов в зонах наплавления и термического влияния;

ны с использованием специально разработанной программы. Матрица $[G]$ определяется методом итераций для заданных единичных перемещений опор. Базовым векторным уравнением для решения обратной задачи является соотношение:

$$\bar{\Delta}Q = [G] \bar{\Delta}h, \quad (1)$$

связывающее дополнительные вектора нагрузок ΔQ с искомыми расцентровками опор $\bar{\Delta}h$. ΔQ определяются в зависимости от результатов отклонения цапф от базового расчетного значения. Хотя коэффициенты матрицы $[G]$ нелинейно зависят от нагрузок, ее обычно достаточно получить при малых смещениях в диапазоне, в котором ее коэффициенты еще линейно зависят от смещений. Даже при значительных расцентровках использование такой матрицы дает хорошие результаты после двух-трех итераций.

Решение обратной задачи, т.е. определение эксплуатационных расцентровок, позволяет решить затем целую цепочку диагностических задач технического состояния опор и подшипников, начиная от минимальных зазоров и условий возникновения автоколебаний и кончая напряжениями от теплосиловых расцентровок опор валопровода. После их определения формируется файл с рекомендациями по коррекции центровок. В докладе приведены примеры моделирования реакций опор и расцентровок роторов по измеренным смещениям шеек роторов на примере турбоагрегатов 1000 МВт для АЭС, а так же представлены результаты моделирования данной задачи на многоопорном стенде.

Выводы

- Разработана совершенно новая методика определения статических нагрузок в опорах валопровода по измерениям всплытия шеек роторов на масляной пленке и методика расчета матриц жесткости валопровода.
- С использованием матрицы жесткости валопровода разработан метод решения обратной задачи определения изменения взаимного положения опор от идеальной монтажной линии по измерениям всплытия шеек роторов на масляной пленке.
- Предложенный метод позволяет определить статическую линию вала, расцентровки опор и в конечном счете напряжения в элементах валопровода в эксплуатации.
- На примере многоопорного валопровода турбоагрегата для АЭС вычислена матрица жесткости валопровода и приведен пример влияния расцентровок опор на изменение реакций смежных опор и напряжений в болтах полумуфт.
- На примере многоопорного стенда

показана практическая эффективность применения проксиметров для решения данной задачи. В то же время, расчетные и экспериментальные исследования показали, что необходимо повышать точность методов расчета характеристик подшипников, а проксиметры должны обладать высокими метрологическими характеристиками.

- Матрицы жесткости рекомендуется использовать при наладке турбоагрегатов для оценки последствий выполнения рекомендаций по коррекции центровок роторов.
- Выполненные исследования показали, что предложенный метод мониторинга для определения технического состояния опорных подшипников и валопровода энергетических агрегатов в условиях эксплуатационных расцентровок, эффективен и может быть рекомендован к использованию в современных системах диагностики для определения расцентровок опор.
- Разработанные методы и подходы могут применяться также для повышения точности проектных расчетов и запасов прочности болтовых соединений для любых типов энергетических агрегатов (турбин, насосов, вентиляторов, станков, компрессоров и т.д.) и для мониторинга и независимой экспертизы надежности нового оборудования при его приобретении.

*) Данная работа выполняется при финансовой поддержке РФФИ в соответствии с соглашением № 15-19-00267 от 19 мая 2015 г.

1. Бродов Ю.М. Родин В.Н. Ремонт паровых турбин. Учебное пособие. Екатеринбург: ГОУ УГТУ - УПИ, 2002. — 203 с.,
2. Абалаков Б.В., Банник В.П., Резников Б.И. Монтаж и наладка турбоагрегатов и вспомогательного оборудования машинного зала. М. Энергия. 1976. 204 с.
3. ГОСТ Р 55263-2012 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на вращающихся валах. Часть 2. Стационарные паровые турбины и генераторы мощностью более 50 МВт с рабочими частотами вращения 1500, 1800, 3000 и 3600 об/мин, М., Стандартинформ, 2014 г., 12 с.
4. Куменко А.И. Расчетные и экспериментальные исследования динамических характеристик турбоагрегатов. Дисс. доктора технич. наук. М. МЭИ. 1999 г., 320 с.
5. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин. М. МЭИ. 2000 г., 480 с.
6. Куменко А.И., Кузьминых Н.Ю., Костюков В.Н. Моделирование статических характеристик подшипников скольжения для крупных энергетических турбоагрегатов // Надежность и безопасность энергетики. – 2016. - № 1 (32) С.24-29
7. Куменко А.И. Метод и программа расчета статических реакций опор длинных валопроводов при произвольном взаимном смещении их опор // Тр. МЭИ. - 1982. - вып. 583. - С.117-123.
8. Куменко А.И., Костюков В.Н., Кузьминых Н.Ю., Бойченко С.Н., Тимин А.В., Тетерин А.О. Разработка элементов системы мониторинга технического состояния турбоагрегатов ТЭС и АЭС. Методология использования датчиков вала // Теплоэнергетика. – 2017. № 8., стр. 14-23

ПРИМЕНЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ОПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ ЗАДАЧ ДИАГНОСТИКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТУРБОАГРЕГАТОВ В РЕЖИМЕ РЕАЛЬНОГО ВРЕМЕНИ

Куменко А.И., Кузьминых Н.Ю.

ООО "НПЦ Динамика", г. Омск, Россия
1949kai@mail.ru

Доклад посвящен практическим вопросам использования статических и динамических характеристик масляного слоя подшипников скольжения в системах диагностики технического состояния турбоагрегатов.

При эксплуатации турбоагрегатов одним из главных вопросов является оценка состояния опорной системы. Ошибки сборки подшипников, износ поверхностей трения, проседание опор, неадекватные центровки приводят к недопустимым вибрациям роторов, к быстрому износу и даже к тяжелым авариям. Для обеспечения безопасной эксплуатации крупных турбоагрегатов необходимо применять надежные системы технической диагностики, способные определять признаки приближения аварийного состояния.

Установленные на электростанциях штатные системы технического контроля используют в основном информацию о вибрации опор и валов турбоагрегата. К сожалению, такие системы во многих случаях не позволяют определить первичную причину повышенного уровня вибраций. Кроме того, ряд неисправностей не проявляется в виде повышения уровня вибрации.

В соответствии с ГОСТ Р 55263–2012 (ИСО 7917-2:2009) [1] на турбоагрегатах электростанций необходимо устанавливать датчики положения вала. Однако существующие на сегодняшний день системы диагностики не используют в полной мере информацию с этих датчиков.

Применение информации с этих датчиков совместно с математической моделью валопровода и опорной системы позволяет выявить основные неисправности опорной системы и полностью раскрыть возможности применения датчиков вала.

В НПЦ "Динамика", г. Омск, разрабатывается такая диагностическая система нового поколения [2]. Система позволяет определять следующие величины: осредненные положения шеек валов в расточках и амплитуды колебаний, перекосы шеек роторов, минимальные зазоры в подшипниках, вертикальные и горизонтальные нагрузки в опорах, нагрузки в болтах муфт, формы и амплитуды колебаний роторов в валопроводе. Анализ этих

характеристик позволяет определить основные виды неисправностей опорной системы, а также определить необходимые корректирующие центровки и изменения в балансировке роторов.

Статические и динамические характеристики опорных подшипников являются одним из ключевых параметров математической модели валопровода. Расчет этих характеристик является отдельной сложной вычислительной задачей. Выполнение таких расчетов в диагностической системе реального времени нерационально, а в ряде случаев невозможно.

В предыдущей нашей работе [2] был предложен метод быстрого приближенного вычисления статических параметров подшипников скольжения на основе интерполяции на треугольной сетке. Необходимые характеристики подшипников заранее рассчитываются в узлах этой сетки.

В настоящей работе аналогичный подход применен для предварительного расчета таких динамических характеристик эллиптических подшипников, как коэффициенты жесткости и демпфирования. Приведены примеры расчетов. С помощью комплекса разработанных программ рассчитана идеальная монтажная линия для турбоагрегата К-1000-5.9/1500, а также вычислены формы колебаний.

*) Данная работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ в соответствии с соглашением № 15-19-00267 от 19 мая 2015 г.

[1] ГОСТ Р 55263–2012 (ИСО 7917-2:2009). Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерения вибрации на вращающихся валах. Часть 2. Стационарные паровые турбины и генераторы мощностью более 50 МВт с рабочими частотами вращения 1500, 1800, 3000, 3600 об/мин. М.: Стандартинформ, 2014.

[2] Куменко А.И., Костюков В.Н., Кузьминых Н.Ю., Бойченко С.Н., Тимин А.В., Тетерин А.О. Разработка элементов системы мониторинга технического состояния турбоагрегатов ТЭС и АЭС. Методология использования датчиков вала // Теплоэнергетика. – 2017. № 8., стр. 14-23.

[3] Куменко А.И., Костюков В.Н., Кузьминых Н.Ю. Расчет и интерполяция характеристик опорных подшипников скольжения в области возможных перемещений шеек роторов. Теплоэнергетика. 2016. № 10. С. 23-30

ОЦЕНКА АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ НЕУСТОЙЧИВОСТИ СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

¹Ланцова И.Ю., ^{1,2,3}Афанасьева И.Н., ^{2,3}Белостоцкий А.М.

¹Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет
Москва, Россия

irina-lanzova@mail.ru

²ЗАО «Научно-исследовательский центр «СтаДиО» Москва, Россия

³Научно-исследовательский институт строительной физики Российской академии архитектуры и строительных наук, Москва, Россия

Актуальность темы

Взаимодействие гибких конструкций с ветровым потоком и возможность возникновения так называемой аэродинамической неустойчивости является актуальной проблемой. Печальный опыт разных лет показал, что явление аэродинамической неустойчивости характерно для различных типов конструкций, таких как мостовые конструкции, несимметричные и высокие сооружения. Этот опыт и дал толчок для исследования и развития методов предсказания и предотвращения всевозможных резонансных и неустойчивых колебаний.

Цель данной работы является развитие [1], верификация и апробация методик анализа возможности возникновения аэродинамической неустойчивости.

Для верификации методики исследования аэродинамической устойчивости была выбрана задача взаимодействия сечения моста на реке Такома с воздушным потоком [2].

Данная задача была решена коллективом ученых из Китая и представлена на международной конференции (The Seventh International Colloquium on Bluff Body Aerodynamics and Applications (BBAA7) Shanghai, China, 2012). Свои результаты они представили в [2], где описывается их методика связанного решения задачи с применением программного комплекса ANSYS Fluent в связанной постановке с авторским программным комплексом. Геометрические параметры сечения указаны на рис. 1.

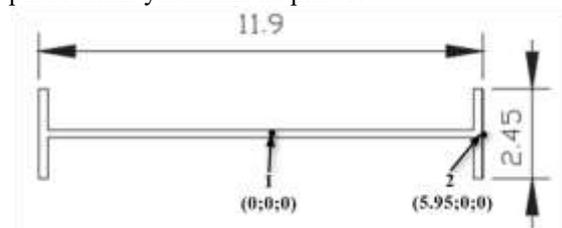


Рис. 1. Геометрические параметры сечения

Для решения задачи были выделены следующие этапы:

- Подбор параметров расчетной модели, при помощи тестовых расчетов для различных размеров сетки;

- Исследование обтекания сечения моста как жесткого тела, при различных углах атаки ветра при скорости ветра 10 м/с для определения критериев и критических скоростей аэродинамической неустойчивости [3];
- Исследования взаимного влияния аэродинамического потока и гибкой упругой конструкции путем прямого связанного аэроупругого расчета при различных скоростях ветра, для определения условия наступления аэродинамической неустойчивости;
- Сопоставление результатов инженерных оценок и прямого связанного расчета.

Данные инженерные оценки были апробированы на практически важной задаче – обтекание покрытия стадиона. Были определены критические скорости для различных критериев возникновения аэродинамической неустойчивости. Результаты показали необходимость установки обтекателей на торцах покрытия.

Замечание

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (Грант Президента РФ, договор №14.Z56.16.8493-МК) и за счет средств Государственной программы Российской Федерации «Развитие науки и технологий» на 2013-2020 годы в рамках Плана фундаментальных научных исследований Министерства строительства и жилищно-коммунального строительства Российской Федерации на 2016 год, тема 7.1.2 «Разработка, верификация и апробация адаптивной методики численного моделирования трехмерных динамических задач аэрогидроупругости в строительстве».

[1]. Афанасьева И.Н. Адаптивная методика численного моделирования трехмерных динамических задач строительной аэрогидроупругости. Диссертация на соискание ученой степени к.т.н., Москва, 2014 г.

[2] Zhan H, Fang T. Flutter stability studies of Great Belt East Bridge and Tacoma Narrows 106 Bridge by CFD numerical simulation, the 7th International Colloquium on Bluff Body Aerodynamics and Applications (BBAA7), Shanghai, China, 2012.

[3] Eurocode 1: Basis design and action on structures. Part 2-4: «Wind action». ENV 1991-2-4, – CEN, 1994.

АЭРОУПРУГОСТЬ КОМПОЗИТНОГО КРЫЛА

Любомиров Я.М., Ярцев Б.А.

ФГУП «Крыловский государственный научный центр» Санкт-Петербург, Россия
yaroslav58@yandex.ru

Цель

Обсуждение возможности управления параметрами аэроупругого отклика работающего в набегающем потоке несжимаемого газа композитного крыла за счет использования эффекта упругой изгибно-крутильной связанности, возникающей в анизотропном материале обшивки.

Методы

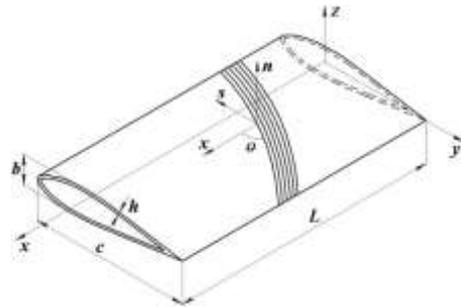
На основе декомпозиции потенциальной энергии деформации и кинетической энергии на взаимодействующие и не взаимодействующие части в качестве мер связанности мод колебаний введены два коэффициента, интегрально учитывающие влияние геометрии, а также структуры армирования на параметры динамического отклика конструкции. Первый из этих коэффициентов характеризует упругую, а второй – инерционную связанности собственных форм колебаний.

Построена математическая модель аэроупругого взаимодействия крыла с набегающим потоком газа, реализованная средствами программного комплекса ANSYS. Из решения аэродинамической задачи с использованием SST модели турбулентности в модуле Ansys Fluent находится распределение локальной подъемной силы по поверхности крыла. Полученные результаты передаются в модуль Ansys Mechanical для определения уточненной геометрии крыла, а также уточненных полей деформаций и напряжений. Уточненная геометрия крыла передается обратно в модуль Ansys Fluent для решения аэродинамической задачи на следующем временном шаге и очередного уточнения деформированной формы крыла в модуле Ansys Mechanical. В процессе деформации крыла на каждом временном шаге в модуле Ansys Fluent вслед за деформацией поверхности крыла осуществляется деформация расчетной сетки в расчетной области обтекающего крыла газа. Моделирование структуры слоистого композита выполнялось в модуле ANSYS Composite PrePost.

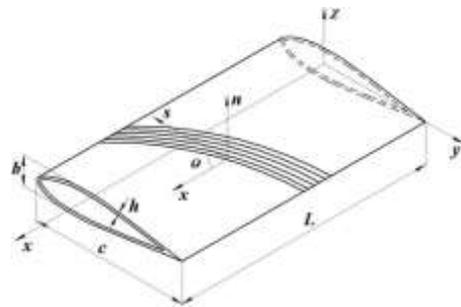
Результаты и их обсуждение

Выполнены исследования влияния ориентации армирующих слоев однонаправленного углепластика на параметры динамического отклика крыла для двух структур армирования: $[90^0/-\theta_2]_s$, $[90^0/+\theta_2]_s$ (рис. 1). Установлено, что в зависимости от ориентации армирующих слоев возможно как увеличение, так и уменьшение (вплоть до полного подавления) инерционной изгибно-крутильной связанности взаимодействующих мод

колебаний композитного крыла, порождаемое упругой изгибно-крутильной связанностью материала обшивки.



Структура армирования $[90^0/-\theta_2]_s$



Структура армирования $[90^0/+\theta_2]_s$

Рис. 1. Структуры армирования композитного крыла

Анализ и обобщение результатов численного исследования по определению влияния структуры армирования на величины собственных частот, собственных форм колебаний, критических скоростей дивергенции и флаттера композитного крыла позволили показать возможность влияния на величины критических скоростей за счет изменения степени изгибно-крутильной связанности, обусловленной изменением структуры армирования. Отмечено, что в случае существенного уменьшения связанности между отдельными модами собственных колебаний происходит взаимная трансформация собственных форм, которая, в свою очередь, влечет за собой возникновение автоколебаний на скоростях, предшествующих критической скорости флаттера.

Результаты численного исследования подтверждены результатами экспериментальных испытаний образцов композитного крыла в аэродинамической трубе.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ФЛАТТЕРА ЛОПАТОК

¹Макаров П.В., ²Абдухакимов Ф.А., ²Веденеев В.В., ²Колотников М.Е.

¹АО «НПЦ газотурбостроения «Салют», Москва, Россия

²МГУ имени М.В. Ломоносова, Москва, Россия

farruh.abduhakimov7@gmail.com

Флаттер лопаток компрессоров является одной из основных проблем, стоящей перед конструкторами современных газотурбинных двигателей. На данный момент не существует общепринятого метода прогнозирования флаттера компрессорных лопаток в широком диапазоне области рабочих режимов, что особенно важно на этапе проектирования двигателя. Как правило, при проектировании используются упрощенные критерии (число Струхала, изгибно-крутильная связанность и т.п.), основанные на опыте, накопленном в конструкторских бюро при конструировании двигателя и его доводке. Более точные результаты даёт статистический метод [1] основанный на обработке большого числа проведённых испытаний и прогнозировании на их основе флаттера лопаток новых компрессоров.

В настоящей работе численно исследуется влияние конструктивных параметров на результаты расчетов по прогнозированию флаттера лопаток, а именно, влияние радиального и осевого зазора, угла прикрытия и открытия входного направляющего аппарата, радиальной неравномерности потока. Упрощенные критерии неприменимы для оценки влияния данных факторов на

прогнозирование флаттера, так как эти конструктивные параметры не являются определяющими для таких критериев. В исследовании применяется разработанный ранее авторами численный алгоритм прогнозирования флаттера, основанный на энергетическом методе [2, 3].

Исследование показало, что влияние конструктивных параметров, кроме величины монтажного натяга, на границы флаттера незначительно. Значение же монтажного натяга существенно влияет на границы флаттера, что объясняется существенным изменением форм колебаний лопаток.

[1] Хориков А.А. Прогнозирование и диагностика флаттера лопаток осевых компрессоров авиационных ГТД// Труды ЦИАМ N 1311. М.: ЦИАМ, 2002. 352 с.

[2] Веденеев В.В., Колотников М.Е., Макаров П.В., Фирсанов В.В. Трёхмерное моделирование флаттера лопаток компрессоров современных ГТД // Вестник СГАУ. 2011. №3(27). С.47-56.

[3] Vedeneev V.V., Kolotnikov M.E., Makarov P.V.. Experimental validation of numerical blade flutter prediction// Journal of propulsion and power. 2015. Vol. 31. No. 5. P. 1281-1291.

ОБ ЭФФЕКТИВНЫХ РЕАЛИЗАЦИЯХ АЛГОРИТМОВ ВИХРЕВЫХ МЕТОДОВ ПРИ РАСЧЕТЕ ТЕЧЕНИЙ НЕСЖИМАЕМОЙ СРЕДЫ

^{1,2}Кузьмина К.С., ^{1,2}Марчевский И.К.

¹Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

²Институт системного программирования им. В.П. Иванникова РАН, Москва, Россия

iliamarchevsky@mail.ru

О вихревых методах

Вихревые методы вычислительной гидродинамики давно и успешно применяются для решения широкого круга инженерных задач от расчета аэродинамических характеристик летательных аппаратов и спутных следов за ними до моделирования гидроупругих колебаний и переходных режимов элементов конструкций, взаимодействующих с потоком и задач промышленной аэродинамики зданий и сооружений.

В настоящей работе обсуждается современное состояние вихревых методов расчета двумерных течений, в том числе применительно к решению сопряженных задач гидроупругости, и математические модели и алгоритмы, положенные в их основу. В качестве базового метода использован

метод вязких вихревых доменов [1]; для вычисления давления используется аналог интеграла Коши-Лагранжа [2], а для расчета интегральных значений аэродинамических нагрузок (сил и момента), действующих на обтекаемый профиль, применяются аналитические выражения [3].

Вместе с тем, на сегодня не существует общедоступных пакетов программ, в которых были бы реализованы алгоритмы вихревых методов, пригодные для практического применения. При их разработке исследователи, сталкиваясь с необходимостью выбора тех или иных реализаций отдельных процедур вихревых методов, обеспечивающих различную точность моделирования и, главное, существенно различающихся по вычислительной сложности.

Цель работы

Цель работы – оценка трудоемкости алгоритма вихревого метода при решении некоторых типов задач и изучение возможностей повышения точности моделирования обтекания профиля.

Расчетные схемы на профиле

Авторами разработана иерархия расчетных схем на обтекаемом профиле для моделирования процесса генерации завихренности. Их использование позволяет существенно повысить точность определения интенсивности вихревого слоя на профиле, при помощи которого моделируется генерация завихренности на нем. Данные схемы отличаются как по положенным в их основу математическим моделям [4], так и по способам аппроксимации искомого решения. Наиболее точные из них основаны на использовании принципов метода Галеркина, в том числе разрывного. Разработаны также схемы для корректного учета кривизны обтекаемой поверхности.

Быстрые метода расчета скоростей вихрей

Второй обсуждаемый вопрос, имеющий ключевое значение для эффективной реализации вихревых методов, – это выбор метода вычисления конвективных скоростей вихревых элементов. Непосредственный их расчет (по закону Био – Савара) возможен лишь при решении «небольших», как правило модельных задач, когда число вихревых элементов в вихревом следе не превышает нескольких тысяч или десятков тысяч. Для расчета сложных нестационарных режимов могут использоваться приближенные быстрые методы, основанные на методе Барнса – Хата [5] и решении вспомогательной задачи для уравнения Пуассона для функции тока на грубой сетке [6]. В работе предложены оценки точности и вычислительной сложности обоих методов, позволяющие

сделать выбор между ними и оптимальным образом назначить их параметры.

Параллельная реализация алгоритмов

В докладе обсуждаются вопросы эффективной программной реализации вихревых методов. Рассматриваются особенности организации параллельных вычислений на многопроцессорных ЭВМ, в том числе кластерного типа, а также вопросы разработки реализаций алгоритмов для эффективного исполнения на вычислительных машинах с гибридной архитектурой, где основная часть вычислительной работы выполняется графическим ускорителем CUDA [7]. Представлены оценки эффективности распараллеливания и достигаемые значения ускорения вычислений.

Работа выполнена за счет средств Российского научного фонда (проект 17-79-20445).

[1]. Гувернюк С.В., Дынникова Г.Я. Моделирование обтекания колеблющегося профиля методом вязких вихревых доменов // Изв. РАН. МЖГ. 2007. № 1. С. 3-14.

[2]. Дынникова Г.Я. Аналог интегралов Бернулли и Коши-Лагранжа для нестационарного вихревого течения идеальной несжимаемой жидкости // Изв. РАН. МЖГ. 2000. № 1. С. 31-41.

[3]. Dynnikova G.Ya. The Integral Formula for Pressure Field in the Nonstationary Barotropic Flows of Viscous Fluid // Journal of Mathematical Fluid Mechanics. 2014. Vol. 16, No. 1. P. 145-162.

[4]. Кузьмина К.С., Марчевский И.К., Морева В.С. Определение интенсивности вихревого слоя при моделировании вихревыми методами обтекания профиля потоком несжимаемой среды // Матем. моделирование. 2017. Т. 29, № 10. С. 20-34.

[5]. Дынникова Г.Я. Использование быстрого метода решения «задачи N тел» при вихревом моделировании течений // Журнал выч. мат. и матем. физики. 2009. Т. 49, № 8. С. 1458-1465.

[6]. Morgenthal G., Walther J.H. An immersed interface method for the Vortex-In-Cell algorithm // Computers and Structures. 2007. V. 85, No. 11-14. P. 712-726.

[7]. Kuzmina K., Marchevsky I., Moreva V. Parallel Implementation of Vortex Element Method on CPUs and GPUs // Procedia Computer Science. 2015. V. 66. P. 73-82.

СРАВНЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗЛИЧНЫХ ЧИСЛЕННЫХ МЕТОДОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ В ДВУМЕРНЫХ СОПРЯЖЕННЫХ ЗАДАЧАХ ГИДРОУПРУГОСТИ

¹Крапошин М.В., ^{1,2}Кузьмина К.С., ^{1,2}Марчевский И.К., ^{1,2}Пузикова В.В.

¹ Институт системного программирования им. В.П. Иванникова РАН, Москва, Россия

² Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

kuz-ksen-serg@yandex.ru

Введение

Проектирование элементов конструкций технических систем, взаимодействующих с жидкостью или газом, является сложной междисциплинарной задачей, ключевую роль в успешном решении которой играют методы математического моделирования и вычислительный эксперимент. Во многих случаях исследуемые элементы конструкций имеют значительное удлинение, поэтому

пространственную задачу обтекания можно приближенно заменить одной или несколькими двумерными задачами расчета течения и/или гидроупругих колебаний профиля рассматриваемой конструкции.

Краткое описание методов

Одним из наиболее популярных на сегодняшний день пакетов, позволяющих решать указанные задачи гидроупругости в нестационарной поста-

новке, является OpenFOAM [1] – пакет с открытым исходным кодом, основанный на использовании метода конечных объемов и имеющий модульную структуру, большое количество реализованных численных методов и граничных условий, широкий набор алгоритмов решения вспомогательных задач линейной алгебры, схем аппроксимации, моделей турбулентности и др.

Перечисленные достоинства делают OpenFOAM универсальным и подходящим для решения широкого круга задач. Однако известны альтернативные численные методы, имеющие более узкую область применения, которые в ряде случаев могут оказаться более эффективными при решении отдельных практических задач. Рассмотрим некоторые из них:

- бессеточные лагранжевы вихревые методы [2, 3], реализованные в программном комплексе авторской разработки, позволяющие моделировать несжимаемые течения;
- сеточный метод погруженных границ LS-STAG [4], также реализованный в программном комплексе собственной разработки;
- гибридный метод конечных элементов с частицами (Particle Finite Element Method), реализованный в программном комплексе Kratos [5].

Целью данного исследования является анализ и сравнение эффективности четырех перечисленных методов, реализованных в соответствующих пакетах, для моделирования двумерных несжимаемых течений вокруг профилей и решения сопряженных задач гидроупругости.

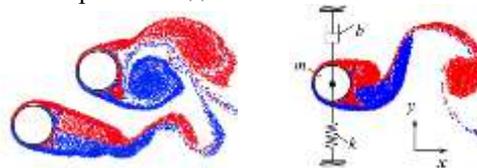
Тестовые задачи

Задачи расчета обтекания кругового профиля, в том числе в гидроупругой постановке, или системы круговых профилей являются традиционными тестами в вычислительной гидродинамике и широко исследованы экспериментально [6, 7]. Для оценки эффективности указанных методов рассмотрены две модельные задачи:

- моделирование ветрового резонанса упруго закрепленного цилиндра, когда собственная частота

колебаний упругой системы близка к частоте схода вихрей, что приводит к поперечным осцилляциям с высокой амплитудой;

- моделирование течения вокруг двух неподвижных цилиндров, один из которых находится в спутном следе другого. Целью является оценка нестационарных нагрузок и характеристик течения в вихревом следе.



Результаты сравнения методов

При моделировании течений со сравнительно малыми числами Рейнольдса все описанные методы дают результаты, согласующиеся с экспериментальными. Наибольшую производительность демонстрируют вихревые методы; метод LS-STAG позволяет работать с наиболее грубыми сетками. Высокореинольдсовы течения за приемлемое время могут быть качественно смоделированы только средствами OpenFOAM.

Работа выполнена за счет средств Российского научного фонда (проект 17-79-20445).

[1] OpenFOAM — the open source computational fluid dynamics (cfd) toolbox. Available: <http://www.openfoam.com>

[2] Андронов П.Р., Гувернюк С.В., Дынникова Г.Я. Вихревые методы расчета нестационарных гидродинамических нагрузок. М.: Изд-во Моск. ун-та, 2006, 184 с.

[3] Cottet G.-H., Koumoutsakos P.D. Vortex methods. Theory and practice. Cambridge University Press, 2008.

[4] Cheny Y., Botella O. The LS-STAG method: A new immersed boundary/level-set method for the computation of incompressible viscous flows // J. Comp. Phys. 2010. No. 229. P. 1043-1076.

[5] Kratos multi-physics. Available: <http://www.cimne.com/kratos>

[6] Здравкович М.М. Обзор исследований интерференции между двумя круглыми цилиндрами при различном их взаимном расположении // Труды Америк. общества инж.-механиков, сер. "Д". 1977. Т. 99, No 4. С.119-137.

[7] Klamo J.T., Leonard A., Roshko A. On the maximum amplitude for a freely vibrating cylinder in cross-flow // J. Fluids Struct. 2005. V. 21. P. 429-434.

ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НДС И МЕХАНИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ЭЛЕМЕНТАХ ДЕЙСТВУЮЩИХ УСТАНОВОК ТИПА ТОКАМАК ПРИ ИМПУЛЬСНОМ НАГРУЖЕНИИ

Маслов С.В., Кукшинов А.И.

Институт машиноведения РАН, Москва, Россия.

maslovsv@inbox.ru

Аннотация

Рассмотрена методология решения задач определения НДС и механических нагрузок в конструктивных элементах установок типа токамак в условиях их реального нагружения при проведении физических экспериментов. В связи с неоднозначностью условий нагружения, сложностью геометрических,

физических параметров и условий сопряжения элементов предложено использовать расчётно-экспериментальную методику решения задачи. Предложенные расчётно-экспериментальные методы основаны на опыте проведения тензометрических исследований на установке Т-15.

Особенности конструкции и постановка задачи

Механическая система установки Т-15 представляет собой совокупность вертикально расположенных блоков сверхпроводящих обмоток тороидального поля (СОТП), связанных между горизонтальными силовыми поясами и опирающимися на центральную опорную колонну, воспринимающую нескомпенсированную составляющую тороидальных сил. Частью системы являются также обмотки полоидального поля, заключённые в силовые бандажы. Сложные распределения усилий в элементах установки, связанные с многократной статической неопределимостью системы и неоднозначными условиями сопряжения элементов, создают существенные проблемы при численном моделировании конструкции [1] из-за отличия действительных условий взаимодействия элементов от принимаемых при предварительных расчётах. В связи с этим ставится задача разработки расчётно-экспериментальных алгоритмов, основанных на результатах экспериментального контроля и их математической обработке с применением численных методов.

Результаты, полученные в результате проведённых исследований.

Имеющийся в ИМАШ РАН опыт создания систем мониторинга установки Т-15 показывает эффективность применения систем экспериментального контроля для определения механического состояния и НДС конструкции при её статическом и импульсном нагружении. В то же время при создании системы мониторинга возникают проблемы, связанные с влиянием условий измерений на показания измерительных преобразователей. Одной из основных особенностей механического нагружения современных конструкций типа токамак является импульсный характер возникающих механических нагрузок при воздействии мощных электромагнитных полей, существенно влияющих на результаты измерений.

В ИМАШ РАН проведены экспериментальные исследования влияния импульсных электромагнитных полей на показания тензорезисторов. Некоторые результаты, связанные с возникновением неинформативных составляющих выходного сигнала (приведённые к функциям изменения определяемых напряжений) показаны на рис. 1.

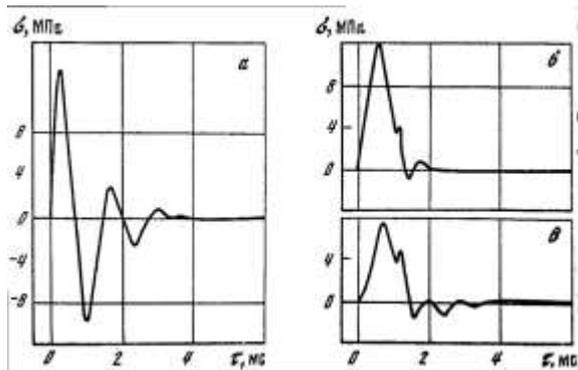


Рис. 1. Неинформативный сигнал тензорезисторных преобразователей в магнитном поле с индукцией 1 Тл

Анализ полученных результатов позволил раз-

работать методику, позволяющую уменьшить влияние электромагнитных полей на результаты измерений до практически приемлемых величин.

В связи с невозможностью установки первичных преобразователей в ряде интенсивно нагружаемых зон конструкции целесообразно использовать методы решения обратных задач теории упругости [2], позволяющие определять НДС на внутренней поверхности конструкции по данным измерений деформаций на её наружной поверхности. Для этого предлагается построить решение обратной динамической задачи теории упругости, имеющее вид в полярных координатах (r, θ) для кольца $K \{ x=(x_1, x_2) \in R^2 : \alpha < r < \beta, \theta \in [0, 2\pi] \}$:

$$\begin{aligned} \partial_r \sigma_{rr} + \frac{1}{r} \partial_\theta \sigma_{r\theta} + \frac{1}{r} (\sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta}) - \rho^2 \partial_t^2 U_r &= 0, \\ \partial_r \sigma_{r\theta} + \frac{1}{r} \partial_\theta \sigma_{\theta\theta} + \frac{2}{r} \sigma_{r\theta} - \rho^2 \partial_t^2 U_\theta &= 0 \end{aligned}$$

при граничных условиях: $\sigma_{rr} = \sigma_{\theta\theta} = 0$ при $r = \beta$, $U_r = h_r, U_\theta = h_\theta$ при $r = \alpha$; h_r, h_θ - заданные функции; требуется определить напряжения для $r = \alpha$.

[1] Голованов О.Г., Кукшинов А.И., Щепетиллов В.А. Некоторые результаты экспериментального исследования напряженного состояния элементов установки Т-15 // Экспериментальные исследования напряжений в конструкциях. М.: Наука, 1992. С 157 - 165.

[2] Михалёв Ю.К., Фомин А.В., Маслов С.В. Натурные тензотермометрические исследования напряженно-деформированных состояний оборудования АЭС // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2008. №5. С. 121-126.

ОЦЕНКА РЕСУРСА ПРИ СОЧЕТАНИИ ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ МАЛОЦИКЛОВЫХ И ВИБРАЦИОННЫХ ВОЗДЕЙСТВИЙ

Махутов Н.А., Гаденин М.М.

Институт машиноведения им. А.А.Благонравова РАН, Москва
safety@imash.ru

эксплуатационные режимы нагружения элементов машин и конструкций имеют, как правило, более сложный характер, чем распространенные в практике расчетов и экспериментов синусоидальные формы циклов их нагружения. В ряде случаев реальные условия изменения нагрузок представляется возможным схематизировать такими упрощенными одночастотными режимами. Однако в общем случае закономерности изменения действующих на элементы конструкций нагрузок носят нерегулярный, случайный характер. Если при этом для существенно отличающихся по частотам гармоник пренебречь влиянием сдвига фаз, то возможно проведение аналогии между таким случайным и детерминированным полигармоническим процессами. Дальнейшее упрощение задачи схематизации реальной, нерегулярной нагруженности за счет исключения из рассмотрения в полигармоническом процессе второстепенных гармоник позволяет прийти к двухчастотным режимам нагружения [1-3], характеризующимся наложением на основной процесс циклического, часто малоциклового изменения напряжений их переменной составляющей более высокой частоты (рис. 1).

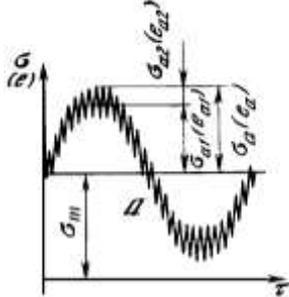


Рис. 1. Двухчастотный режим нагружения

Указанный характер нагружения свойственен лопаткам и дискам турбонасосных агрегатов авиационных и ракетных двигателей, а также элементам конструкций, в которых, как правило, высокочастотное нагружение является следствием колебаний (пульсаций) рабочего потока или воздействием побочных вибраций, а низкочастотные режимы обусловлены пусками, остановками, испытаниями. Основными параметрами, характеризующими двухчастотные режимы нагружения, являются соотношения амплитуд и частот действующих напряжений, величины которых определяются эксплуатационными условиями нагружения конкретных деталей.

В общем случае сопротивление малоцикло-

вому разрушению описывается уравнением кривой малоциклового усталости в виде [1, 3]

$$e_a = \frac{1}{2 \cdot (4N)^{m_p}} \ln \frac{100}{100 - \psi_K^{t\tau}} + \frac{1}{(4N)^{m_c}} \cdot \frac{S_K^{t\tau}}{E^t}, \quad (1)$$

где все входящие в него характеристики механических свойств материала и параметры определяются как величины, кинетически изменяющиеся по параметрам температуры и времени нагружения.

Накопленные в процессе малоциклового нагружения усталостные $d_f^{t\tau}$ и квазистатические $d_s^{t\tau}$ повреждения могут быть определены, как $d_\Sigma = d_f^{t,\tau} + d_s^{t,\tau}$ [1], где

$$d_f^{t\tau} = F[e_a(k), t, \tau], \quad d_s^{t\tau} = F[e_p^{(k)}(k), t, \tau]. \quad (2)$$

Накопление повреждений при мягком режиме двухчастотного малоциклового нагружения может быть также описано на основе линейного суммирования дополнительной составляющей усталостного повреждения d_f^{II} от наложенной высокочастотной амплитуды напряжения σ_2 или деформации e_{a2} с переменной асимметрией (рис. 1) с входящими в выражения (2) составляющими усталостного d_f^I и квазистатического d_s повреждения, и тогда суммарное повреждение для двухчастотного режима d_Σ может быть выражено, как [2]

$$d_\Sigma = d_f^I + d_f^{II} + d_s, \quad (3)$$

или с учетом выражений (1)-(3) в форме

$$d_\Sigma = \int_0^{N_p} \frac{1}{N[e_a(n), t, \tau]} dn + \int_0^{N_p} \frac{1}{N^*[e_{a2}, t, \tau, r(n^*)]} dn^* + \int_0^{N_p} \frac{e_p}{e_K^{t\tau}} dn = 1,0, \quad (4)$$

причем оценка ресурса в этих условиях может быть выполнена на основе выражения (4) при условии достижения суммарным повреждением d_Σ критического значения, принимаемого равным $d_\Sigma = 1,0$.

Из практики эксплуатации выполненных экспериментальных исследований и проведенных расчетов известно, что в рассматриваемых условиях двухчастотного нагружения, особенно при

экстремальных режимах, имеет место снижение долговечности (ресурса) в сравнении с эквивалентным по максимальным нагрузкам одночастотным нагружением, и тем в большей степени, чем выше отношение вибрационных и суммарных деформаций, а также отношение соответствующих им частот нагружения (рис. 2).

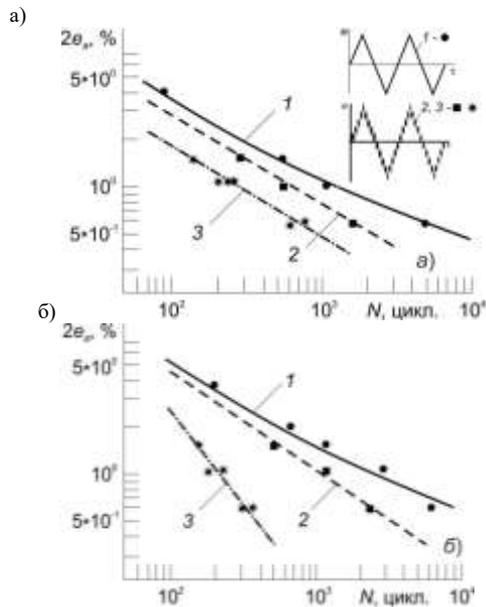


Рис. 2. Кривые малоциклового усталости для стали 12X2MФА (а) и стали X18N10Т (б) при одночастотном (1) и двухчастотном (2 и 3) малоцикловом нагружении при $f_2/f_1=1500$

Наряду с изложенным выше методом расчета долговечности при двухчастотном нагружении на основе критерия суммирования выраженных через деформационные характеристики повреждений по выражениям (1)-(4), эффект снижения

двухчастотной долговечности N_2 по сравнению с эквивалентной по нагруженности одночастотной долговечностью N_1 для оценочных инженерных расчетов ресурса может быть определен по величинам соотношения частот и амплитуд высокочастотной и низкочастотной составляющих процесса нагружения в виде [1, 2]

$$N_1 = N_2 (f_2/f_1)^{k_N (e_{a2}/e_a)} \quad \text{или} \\ N_1 = N_2 (f_2/f_1)^{k_N (\sigma_{a2}^*/\sigma_a^*)}, \quad (5)$$

где e_{a2} и σ_{a2}^* , а также e_a и σ_a^* - амплитудные значения высокочастотных деформаций и соответствующих им условных упругих напряжений ($\sigma_{a2}^* = e_{a2} \cdot E$, $\sigma_a^* = e_a \cdot E$, E - модуль упругости), а также их суммарные (вместе с низкочастотными) величины соответственно. В определенном диапазоне соотношений амплитуд и частот складываемых гармоник вычисленное по выражениям (5) снижение долговечности также удовлетворительно согласуется с экспериментальными данными, что нашло отражение в Нормах расчета энергетического оборудования [3].

Работа выполнена при поддержке Гранта РФФИ № 14-19-00776-П.

- [1]. Махутов Н. А. Конструкционная прочность, ресурс и техногенная безопасность. - В двух частях. Новосибирск: Наука, 2005. Часть 1: Критерии прочности и ресурса. - 494 с. Часть 2: Обоснование ресурса и безопасности. - 610 с.
- [2]. Гаденин М.М. Исследование повреждаемости и долговечности при одно- и двухчастотных режимах нагружения на основе деформационных и энергетических подходов. Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2017, т. 83, № 6. С. 44-52.
- [3]. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок (ПНАЭ Г-7-002-86 - Правила и нормы в атомной энергетике). - М.: Энергоатомиздат, 1989. - 525 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ УПУГОПЛАСТИЧЕСКОГО ЦИКЛИЧЕСКОГО РАЗРУШЕНИЯ ПРИ ОЦЕНКЕ ПРОЧНОСТИ И РЕСУРСА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Махутов Н.А., Макаренко И.В., Макаренко Л.В.

Институт машиноведения РАН, Москва, Россия

I.V.Makarenko@yandex.ru

В настоящей работе, на основании критериев нелинейной механики разрушения, численных методов расчета и экспериментальных исследований, дана оценка кинетики напряженно деформированного состояния по контуру произвольно ориентированных поверхностных полуэллиптических трещин, при объемном циклическом упруго-пластическом номинальном нагружении с учетом физико-механической неоднородности нержавеющей

аустенитной стали. Полученные результаты используются в качестве диагностического инструмента для определения точности теоретических решений для интенсивности локальных деформаций и напряжений при расчетах роста такого типа дефектов в процессе эксплуатационного ресурса элементов конструкций. Даны кинетические зависимости роста поверхностей исследуе-

мых трещин вплоть до критических размеров, при которых происходит разрушение.

В самом общем случае нагружения тела с трещиной определены компоненты тензора относительных, локальных деформаций в окрестности фронта дефекта как асимптотическое представление (1) ($\alpha = I, II, III$; $i, j = 1, 2, 3$):

$$\bar{e}_{ij}(r, \phi) = \bar{K}_{e\alpha} f_{ij}^{(\alpha)}(\phi, \bar{\sigma}_{Ti}) + \dots, \quad (1)$$

где $\bar{K}_{eI}, \bar{K}_{eII}, \bar{K}_{eIII}$ - относительные коэффициенты интенсивности деформаций. Для соответствующих моделей нагружения, зависящих от приложенной к телу нагрузки, геометрии и ориентации трещины, проведено численное моделирование объемных локальных полей этих упруго-пластических деформаций с учетом механической неоднородности массива материала [1-5].

Полученные численными методами асимптотики в сочетании с экспериментальными результатами позволяют смоделировать характер сингулярности локальных упруго-пластических деформаций у края исследуемых дефектов и записать кинетические уравнения развивающихся поверхностей из начальных разноориентированных поверхностных полуэллиптических дефектов, с учетом их морфологии и механической неоднородности материала (2).

$$db_i^* / da_i^* = f(\bar{K}_{e\alpha}, A_{ij}, \sigma_{bi} / \sigma_{Ti}, \bar{\sigma}_{Ti}, b_i^* / t, \bar{e}_{ij}), \quad (2)$$

где b_i^* и a_i^* - полуоси развивающихся поверхностных дефектов.

[1]. Makhutov N.A., Makarenko I.V., Makarenko L.V. Studies on the fracture mechanism and kinetics of randomly oriented surface semielliptic cracks at the multiaxial stress-strain state with deformation criteria of nonlinear fracture mechanics. Strength of Materials, 2013. Vol. 45, N 4, July. p. 454-458.

0039 – 2316/134504 – 0454. © 2013 Springer Science + Business Media New York.

[2]. Makhutov N.A., Makarenko I.V., Makarenko L.V. Particularities a micro-mechanism of cycle elastic-plastic fracture and damage. Works of the International Conference. "In-service damage of materials, its diagnostics and prediction". Ternopil Ivan Pul'uj State Technical University, 2009. p. 96 – 102.

[3]. Махутов Н.А., Макаренко И.В., Макаренко Л.В.. Расчетно-экспериментальное исследование развития поверхностных полуэллиптических наклонных малоцикловых трещин. / Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2013. №11, том 79. С. 39–44.

[4]. Махутов Н.А., Макаренко И.В., Макаренко Л.В. Расчетно-экспериментальный анализ напряженно-деформированного состояния для наклонных полуэллиптических поверхностных трещин // Заводская лаборатория. Диагностика материалов, 2016, Т. 82, №3, С. 49-53.

[5]. Махутов Н.А., Макаренко И.В., Макаренко Л.В. Расчетно-экспериментальное исследование живучести несущих элементов с наклонными малоцикловыми полуэллиптическими поверхностными трещинами. Сборник трудов третьей научно-технической конференции «Динамика и прочность конструкций аэрогидроупругих систем. Численные методы» г. Москва, Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, 21-23 октября 2015 г. – М.: Изд-во ООО «РИФ «СЕМИР», 2015. – 97 с., С.34-35.

К РАСЧЕТУ КОНТАКТНОЙ ЖЕСТКОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ЗУБЧАТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ

¹Нахатакян Ф.Г., ¹Мамонова М.Г., ¹Пузакина А.К., ²Нахатакян Д.Ф.

¹Институт машиноведения РАН, Москва, Россия

filnahat7@mail.ru

²МАИ (Национальный Исследовательский Университет)

При расчете нагруженности зубчатых зацеплений обычно пользуются решением контактной задачи теории упругости о сжатии двух цилиндров с параллельными осями. Известно, что Г.Герц, впервые решивший контактную задачу теории упругости, являющуюся основой при контактных расчетах деталей машин, не привел зависимостей для контактной деформации цилиндров с параллельными осями, ограничившись лишь зависимостями для максимальных контактных давлений и полуширины полоски контакта [1].

С помощью метода, предложенного автором в работе [2] на основе теории Герца в [3] получены зависимости для определения суммарного сближения двух различных упругих тел, находящихся

до деформации в контакте по линии. В частности, получена зависимость для полного сближения двух цилиндрических сегментов, находящихся в контакте по образующей (рис.1.). Полное сближение $w_{A/B}$ точек A и B

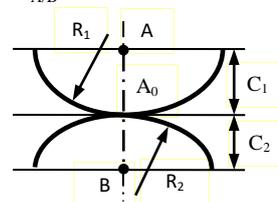


Рис. 1.

будет определяться как сумма контактных деформаций первого тела w_1 (изменение расстояния

A_oA) и второго тела w_2 (изменение расстояния A_oB). В результате для величины $w_{A/B}$ получена аналитическая формула

$$W_{A/B} = f(q, C_1, C_2, R_1, R_2, \nu, E), \quad (1)$$

где ν и E - коэффициент Пуассона и модуль упругости материала; q - погонная нагрузка.

С помощью формулы (1) можно определить контактную податливость (жесткость) зубьев цилиндрических зубчатых колес, которая определяется [4] как отношение $\bar{\alpha}$ к q . Для нахождения этой величины в работе [4] контактная деформация зубьев определяется как сближение центров кривизны контактирующих зубьев и для податливости получает величину $3,2 \cdot 10^{-6} \text{ см}^2/\text{кг}$. Автор работы [5] указывает, что определение контактной деформации зубьев как сближение центров кривизны контактирующих зубьев, приведет к завышению удельной податливости, и поэтому контактную деформацию зубьев определяет с использованием базовой точки, при этом для податливости получает величину равной $1,5 \cdot 10^{-6} \text{ см}^2/\text{кг}$.

С помощью полученных зависимостей определена удельная податливость зубьев $\bar{\alpha} = w_{A/B} / q$. С целью получения аналитической зависимости этого параметра из (1) получена

$$\bar{\alpha} = \frac{4(1-\nu^2)}{\pi E} \cdot \ln \left[2,124 \sqrt{\frac{EC_1C_2(R_1+R_2)}{qR_1R_2}} \right] \quad (2)$$

где $C_{1,2}$; $R_{1,2}$ - толщина и радиус кривизны первого и второго зубьев в рассматриваемой точке соответственно. Как видно из зависимости (2), удельная податливость зубьев не константа, а зависит от внешней нагрузки: $\bar{\alpha}$ уменьшается с увеличением q . Этот на первый взгляд неожидан-

ный вывод объясняется малостью площадки контакта в начальный момент нагружения зубьев.

График $\bar{\alpha}$ [мкм/н/мм] - q [н/мм] для зубьев с начальными параметрами (в полюсе зацепления) из примера расчета [5] показан на рис.2, откуда видно, что в широком диапазоне

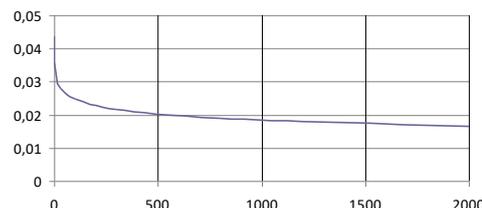


Рис.2.

изменения q удельная податливость $\bar{\alpha}$ меняется от $1,5 \cdot 10^{-6} \text{ см}^2/\text{кг}$ до $2,5 \cdot 10^{-6} \text{ см}^2/\text{кг}$. В тоже время из рис.2 также видно, что зависимость сильнее сказывается при малых значениях q из-за малости площадки контакта в начальный момент нагружения.

- [1]. Hertz H. Uber die Beruchtung fester elastischen Korper, Gesamelte Werke, Bd.1.- Leipzig, 1895, s. 155- 174.
- [2]. Нахатакян Ф.Г. Решение плоской контактной задачи теории упругости с помощью модели упругого полупространства // Проблемы машиностроения и надежности машин, 2011. № 5. с. 63- 67.
- [3]. Нахатакян Ф.Г. Сближение упругих тел конечных размеров при начальном касании по линии. // Вестник машиностроения. 2014, № 2, с. 24-27.
- [4]. Кудрявцев В.Н. Зубчатые передачи. Машгиз, 1957.
- [5]. Айрапетов Э.Л. Определение контактной деформации зубьев цилиндрических зубчатых колес. - Вестник машиностроения, 1967, № 1, стр. 32-35.
- [6]. Айрапетов Э.Л., Брагин В.В., Державец Ю.А., Нахатакян Ф.Г., и др. Расчеты и испытания на прочность. Общие требования и методы расчета на прочность цилиндрических эвольвентных зубчатых передач. Р 54-285-90. Госстандарт СССР . М.: ВНИИИНМАШ, 1990, с. 105..

К МЕТОДУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОНТАКТНОЙ ДЕФОРМАЦИИ УПРУГИХ ТЕЛ ПРЯМОУГОЛЬНОЙ ФОРМЫ НА ЛИНЕЙНОМ КОНТАКТЕ

¹Нахатакян Ф.Г.; ²Нахатакян Д.Ф.

¹Институт машиноведения РАН, Москва, Россия

filnahat7@mail.ru

²МАИ (Национальный Исследовательский Университет)

При расчете нагруженности и прочности шарико- и роликовых подшипников, а также мостовых катков, обычно пользуются решением так называемой контактной задачи теории упругости при сжатии двух цилиндров по образующей и о сжатии ролика (или шарика) двумя плоскими плитами. Очевидно, что в таких случаях необходимо учитывать деформации всех тел, находящихся в силовом контакте (например- ролика (шарика) и двух плит).

Для определения контактной деформации прямоугольной плиты в работе [1] приведено приближенное решение этой задачи- определение относительного сближения $W_{A_o/B}$ точки приложения нагрузки (рис.1) A_o и основания

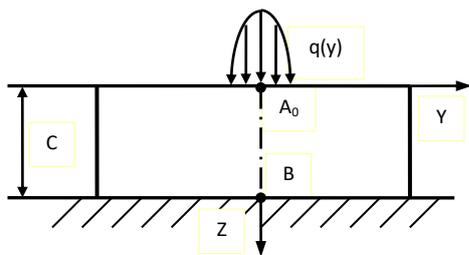


Рис.1

плиты B при нагружении ее распределенной в виде половины эллиптического цилиндра нагрузкой (что имеет место, например, при контакте плиты с цилиндром) в виде

$$W_{A/B} = \frac{2(1-\nu^2)q}{\pi E} \left[\ln \frac{2C}{b} - 0,214 \right],$$

которое совпадает с приближенным решением Джонсона [2]

Точное решение этой задачи можно получить с помощью метода определения контактной деформации цилиндрических тел, предложенного автором в работе [3]. Суть данного метода заключается в том, что вместо исходной плиты рассматривается плита толщиной $2C$, нагруженной симметричной системой нагрузок (рис 2). Очевидно [4], что искомое решение $W_{A_0/B}$ равняется половине контактной деформации «новой» плиты последней, в свою очередь, определяется суперпозицией решений двух задач, показанных на рис.3.а и б. Последнее утверждение можно обосновать исходя из следующих выводов теории упругости. Напряженное состояние внутри полупространства (рис.3.а) в рамках пунктирной линии (абстрактная плита толщиной $2C$) определяется нагрузкой $q(y)$, а влиянием опоры из-за большого расстояния

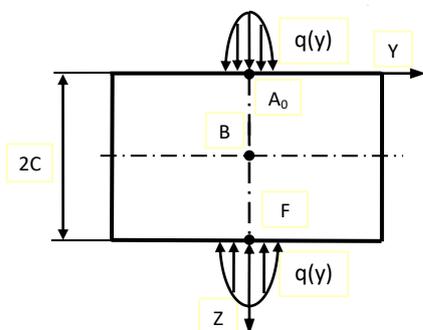


Рис.2

исследуемой области от опоры (последняя находится на бесконечно большом расстоянии от зоны приложения нагрузки) можно пренебречь.

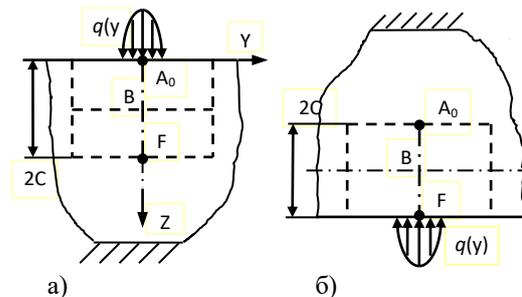


Рис.3.

В результате для исходной задачи окончательно получена следующая формула

$$W_{A_0/B} = W_{A_0/F} / 2 = \frac{2q(1-\nu^2)}{\pi E} \left[\ln \frac{4C}{b} - 0,214 \right]$$

Сопоставление этого решения с приближенным (1) показывает, что при больших значениях толщины плиты C различие несущественно. В реальном диапазоне изменения C погрешность колеблется от 8 до 12 %. Однако при малой толщине плиты погрешность приближенного решения стремительно растет, до 18-23 %.

[1]. Нахатакян Ф.Г. Механика контактного сближения упругих тел в задаче Герца. // Проблемы машиностроения и надежности машин, 2010. № 5, с. 48-56.

[2]. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия: М.: Мир, 1989. 510 с.

[3]. Нахатакян Ф.Г. Решение плоской контактной задачи теории упругости с помощью модели упругого полупространства // Проблемы машиностроения и надежности машин, 2011. № 5. с. 63- 67.

[4]. Нахатакян Ф.Г. Сближение упругих тел конечных размеров при начальном касании по линии. // Вестник машиностроения. 2014, № 2, с. 24-27.

МОДЕЛИ ДРОБНОГО ИНТЕГРО-ДИФФЕРЕНЦИРОВАНИЯ В ЗАДАЧАХ МЕХАНИКИ

Новоженова О.Г.

Институт машиноведения РАН, Москва, Россия
info-viniti@yandex.ru

Дан краткий обзор развития дробного исчисления, рассмотрены специальные функции математического анализа для работы с производными нецелых порядков. Сопоставлены дробные производные Герасимова - Капуто и Римана-Лиувилля, отмечены преимущества и недостатки.

Применение дробного исчисления в механике началось с задач теории вязко-упругости [1-8]. Теория фракталов [9-10] используется при моделировании фильтрации нефти и газа в пластах. В задачах о потоках в геофизике и технике используется решение проблемы Бассета о движении сферы, погруженной в несжимаемую вязкую жидкость [11]. Введение дробных производных по времени в кинетические уравнения Фоккера-Планка-Колмогорова (ФПК), определяющие функции распределения вероятности статистических характеристик структурированной турбулентности, позволяет учесть эффекты памяти, нелокальности и перемежаемости во времени, выражающимися турбулентными всплесками над менее интенсивными низкочастотными колебаниями фоновой турбулентности [12]. Решение уравнения диффузии дробного порядка применительно к исследованию транспорта жидкости в трубопроводах с фрактальными трещинами хорошо описывает эксперимент в широком диапазоне времен [13]. В статье [14] рассмотрено решение задач механики вязкой диффузии жидкости. Сочетание дробного исчисления с преобразованием Лапласа применительно к классическому уравнению вязкой диффузии в полубесконечном пространстве дает аналитические (дробного порядка) решения для напряжений сдвига и скорости жидкости во всей области.

Модель движения осциллятора с вязко-упругим демпфированием имеет множество приложений, таких как колебания крыла самолета в сверхзвуковом потоке [15], приводящие к явлениям типа флаттера, колебаниям наноразмерных сенсоров [16], а также служит основой для рассмотрения нелинейных колебательных процессов [17]. В [18] доказаны осцилляционные свойства модели, выписаны собственные значения и собственные функции, построена разностная схема решения уравнения и получен критерий устойчивости вычислительного процесса.

1. Новоженова О.Г. Воспоминания о функционалах Вольтерра, дробно-экспоненциальной функции Работнова, Миттаг-Леффлера и вырожденной гипергеометрической функциях, а также краткий обзор соответствующих работ // Труды междунар. конф. «Наследственная механика деформирования и

разрушения твердых тел - научное наследие Ю.Н.Работнова». 24-26 февраля 2014г. М.: Изд-во ИМАШ РАН. 2014г. 225с. Электронная версия. ISBN 978-5-4253-0727-9. с.113-118.

2. Новоженова О.Г. Советские пионеры дробного интегро-дифференциального исчисления. I. А.Н. Герасимов. Биография // Деформирование и разрушение композиционных материалов и конструкций. Труды II-й международной конференции ИМАШ РАН. 2016. с. 110-112 <http://elibrary.ru/item.asp?id=27630185>

3. Новоженова О.Г. Советские пионеры дробного интегро-дифференциального исчисления. II. М.И.Розовский. // Ibid, с. 113-115 <http://elibrary.ru/item.asp?id=27636555>

4. Новоженова О.Г. Модели упруго-вязких тел // Упругость и неупругость. Международный научный симпозиум по проблемам механики деформируемых тел, посвященный 105-летию со дня рождения А.А. Ильюшина. Под ред. Г.Л. Бровка. Москва, 20-21 января 2016 г. Материалы. Изд-во МГУ им. М.В. Ломоносова 2016, с.388-392.

5. Новоженова О.Г. Советские пионеры дробного исчисления I. А.Н. Герасимов. Дробная производная // Живучесть и конструктивное материаловедение (ЖивКом - 2016). Труды международной конференции. М., 2016. с. 255-258

6. Новоженова О.Г., Паймеров С.К. Советские пионеры дробного исчисления. I. А.Н. Герасимов. Теория линейных операторов // XXVIII Межд. Инновационно-ориентированная Конференция Молодых Ученых и Студентов МИКМУС - 2016. Москва, ИМАШ РАН, 7-9 декабря 2016, с.61-64.

7. Новоженова О.Г., Паймеров С.К. Советские пионеры дробного исчисления. I. А.Н. Герасимов. Задачи упругости с учетом последдействия // Ibid, с.65-67.

8. Новоженова О.Г., Паймеров С.К. Советские пионеры дробного исчисления. I. А.Н. Герасимов. Кинетика процесса выгигивания // Ibid, с.68-71.

9. Черных В. А. Математические концепции гидрогеомеханики. М: РУДН, 2013. 447 с.

10. Aleroev T. S., Aleroeva N. T., Huang J. F., Nie N. M., Tang Y. F. & Zhang S. Y. Features of Inflow of a Liquid to a Chink in the Cracked Deformable Layer, IJMSSC, 1(3), 333-347 (2010).

11. Fractal and Fractal Calculus in Continuum Mechanics/Ed. by A. Carpintery, F. Mainardi. CISM, 1997, vol. 378, 348 p.

12. Колесниченко А.В. Термодинамический вывод дробного уравнения ФПК для фрактального турбулентного хаоса со степенной памятью // Препр. ИПМ им. М.В.Келдыша. 2014. № 72.32 с. <http://library.keldysh.ru/preprint.asp?id=2014-72>

13. Park H.W., Choe J., Kang J.M. Pressure Behavior of Transport in Fractal Porous Media Using a Fractional Calculus Approach // Energy Sources, vol. 22, 2000, 881-890.

14. Kulish V.V., Lage J.L. Application of Fractional Calculus to Fluid Mechanics // J. of Fluids Eng., vol. 124, 2002, 803-805.

15. Kobelev V.V. Linear non-conservative systems with fractional damping and the derivatives of critical load parameter // GAMM-Mitt. 2007. vol. 30, no. 2, 287-299.

16. Draganescu Gh.E., Cofan N., Rujan D.L. Nonlinear vibrations of a nanosized sensor with fractional damping // J. Optoelectron. Adv. Mater. 2005. vol. 7, no. 2. P. 877-884

17. Мейланов Р. П., Янполов М. С.. Особенности фазовой траектории фрактального осциллятора // Письма в ЖТФ, 2002, том 28, вып. 1, с. 38-44.

18. Ерохин С.В. Математическое моделирование напряженно-деформированного состояния вязко-упругих тел с использованием методов дробного исчисления. Диссертация на соискание ученой степени к. т. н. . НИ Московский Государственный Строительный Университет, Москва, 2016, 130с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОПОВЕДЕНИЯ ТЕЛ В ЖИДКОЙ СРЕДЕ МЕТОДОМ ЭЛЕКТРОННОЙ ЦИФРОВОЙ СПЕКЛ-ИНТЕРФЕРОМЕТРИИ

¹Одинцев И.Н., ²Галыкин Е.В.

¹Институт машиноведения РАН, Москва, Россия

ino54@mail.ru

²Московский политехнический университет, Москва, Россия

Экспериментальное изучение виброповедения объектов, контактирующих с жидкой средой, представляет значительный интерес [1]. В частности, научно и практически востребованной является достоверная информация о зависимости параметров деформационного (вибрационного) отклика от внешних (граничных) условий. Некоторые возникающие при этом закономерности были продемонстрированы в показательных экспериментах, выполненных с применением метода электронной цифровой спекл-интерферометрии.

Напомним, что с его помощью могут быть качественно выявлены и количественно охарактеризованы формы колебаний тела, визуализируемые в виде систем полос [2]. Получаемые картины, наблюдаемые на цифровых (компьютерных) изображениях объекта, интерпретируются как семейства линий уровня поля амплитудных перемещений на его поверхности. Цена полос на получаемых спеклограммах составляет десятки доли от длины волны излучения лазера, используемого для освещения объекта исследования (то есть, составляет $\sim 0,1$ мкм).

Объектом конкретных испытаний служила алюминиевая прямоугольная консольно-защемленная (по короткой стороне) пластина размерами $69 \times 49 \times 1,5$ мм, размещаемая внутри заполняемой водой стеклянной емкости. С ростом уровня H погружения пластины в жидкость, кроме ожидаемого существенного снижения значений резонансных частот, закономерный характер приобретали эффекты взаимодействия характерных форм колебаний в силу уширения резонансных пиков на амплитудно-частотной характеристике. На рисунке 1 представлены спеклограммы амплитудных перемещений, зарегистрированные на одном из участков исследованного диапазона частот возбуждения пластины, практически полностью погруженной в воду (на значительном расстоянии от стенок емкости). Полученные данные наглядно демонстрируют нелинейные процессы, возникающие в диапазонах близкорасположенных собственных частот колебаний тела.

Помимо влияния, собственно, присоединенных масс жидкости (а также ее вязкости) на виброповедение тел, определяющее значение имеет и наличие возможных близкорасположенных объектов. В выполненных экспериментах дополнительно рассматривался случай, когда пластина смещалась в направлении одной из стенок емкости (так, что расстояние до нее составляло ~ 1 мм). При этом отмечалось ожидаемое дополни-

тельное снижение частот резонансных колебаний. Для наглядности, в таблице 1 приведены значения резонансных частот, зарегистрированные для первых трех типичных форм при некоторых из исследованных граничных условий.

Представляется, что получаемые таким образом экспериментальные данные, имея самострельное значение для понимания процессов взаимодействия колеблющихся тел с жидкой средой, могут с успехом служить в качестве базы данных для верификации специализированных вычислительных программ.

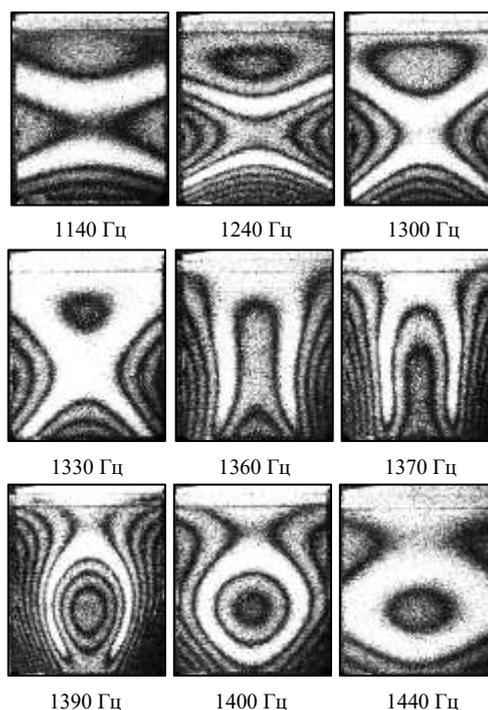


Рис. 1. Визуализация форм колебаний

Таблица 1. Изменение частот резонансных колебаний

Частоты резонансных колебаний, Гц			
на воздухе	уровень $H=17$ мм	уровень $H=64$ мм	у стенки ($H=64$ мм)
239	109	58	44
775	468	285	212
1460	1240	503	370

[1] Материалы конференции «Динамика и прочность конструкций аэрогидроупругих систем. Численные методы», Москва, ИМАШ РАН, 21 - 23 октября 2015 г.

[2] Джоунс Р., Уайкс К. Голографическая и спекл-интерферометрия – М.: Мир – 1986. 328 с.

СПЕКТРАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА ПУЧКИ ТВЭЛОВ В ТУРБУЛЕНТНОМ ПОТОКЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В ТВС ВВЭР

Перевезенцев В.В.

Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана, Москва, Россия
vpereves@power.bmstu.ru

Вибрационные процессы в ядерных реакторах в значительной степени определяют надежность и безопасность их эксплуатации. При этом особое место в этой проблеме занимают тепловыделяющие сборки (ТВС) ядерных реакторов. Под действием турбулентного потока теплоносителя возбуждаются вибрации, которые приводят к циклическим изгибным деформациям тонкостенных оболочек тепловыделяющих элементов (ТВЭлов) с возможностью образования и развития в них дефектов; фреттинг-износу и повреждению оболочек твердыми частицами (дебриз-частицы) в зоне сопряжения с дистанционирующими решетками; повреждению хвостовиков ТВЭлов в зоне их крепления в нижней опорной решетке. Исследования спектральных характеристик пульсаций давления и гидродинамических нагрузок позволят осуществить отстройку собственных частот колебаний отдельных ТВЭлов и пучка в целом и тем самым исключить резонансное повышение интенсивности вибраций.

Пульсации давления и вибрации ТВЭлов в турбулентном потоке воды измерялись на полномасштабных макетах ТВС ВВЭР-440, установленных в колонке гидродинамического стенда со штатными условиями закрепления хвостовика и головки ТВС [1]. Для изменения структуры потока на входе в ТВС устанавливались дроссельные шайбы. При этом существенно изменялись уровни пульсаций давления и их спектральный состав на входе в пучок ТВЭлов. Интенсивность вибраций выше для более высоких уровней пульсаций давления и качественно повторяет характер их изменения в зависимости от скорости потока. Пульсации давления являются более адекватной характеристикой, отражающей уровни гидродинамического нагружения, а скорость теплоносителя не может использоваться в качестве единственной характеристики, определяющей интенсивность вибраций (рис.1).

Гидродинамические нагрузки на единицу длины пучка ТВЭлов определяются распределением пульсаций давления по его периметру

$$f_g^{\Gamma}(z, \tau) = \int_{\Omega} p'(z, \Omega, \tau) \cdot \vec{n} \cdot d\Omega, \quad (1)$$

где $p'(z, \Omega, \tau)$ - распределение пульсаций давления по периметру Ω пучка ТВЭлов в сечении z в

момент времени τ ; \vec{n} - нормаль к поверхности внешнего ряда ТВЭлов пучка.

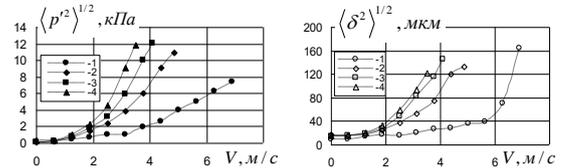


Рис.1. Влияние скорости течения воды в ТВС на пульсации давления перед нижней опорной решеткой (а) и среднеквадратичные значения виброперемещений (б) при различных условиях формирования структуры потока на входе в ТВС: 1 – невозмущенный турбулентный поток; 2 – на входе в ТВС дроссельная шайба 52 мм; 3- 48,5 мм; 4 – 45 мм

Спектры гидродинамических нагрузок показывают, что для невозмущенного течения основной вклад в них вносят высокие частоты на всей длине пучка ТВЭлов. При наличии дроссельной шайбы наблюдается резкое возрастание вклада низкочастотных составляющих на начальном гидродинамическом участке, где и находятся собственные частоты пучка, что представляет опасность интенсификации вибраций (рис.2).

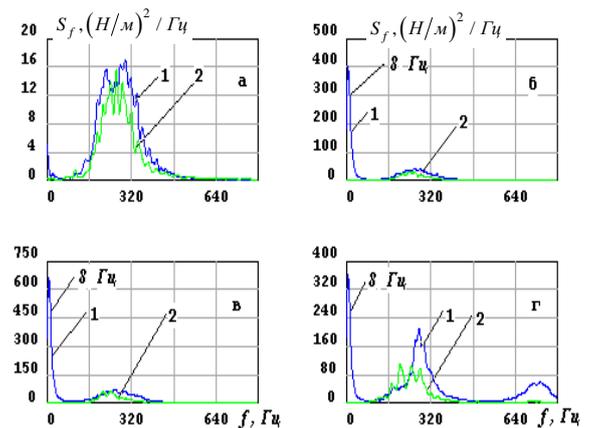


Рис.2. Спектральные плотности гидродинамических нагрузок на пучок на начальном гидродинамическом участке (1- $z = 72$ мм) и в области установившегося течения (2- $z = 1527$ мм) при скорости течения в пучке ТВЭлов 3,14 м/с: а- невозмущенное турбулентное течение); б- дроссельная шайба 52 мм; в- 48,5 мм; г- 45 мм

[1] Солонин В.И., Перевезенцев В.В. Влияние гидродинамических нагрузок на вибрации пучков ТВЭлов тепловыделяющих сборок реакторов типа ВВЭР//Проблемы машиностроения и надежности машин, 2009, №4, С.92-97.

ВОПРОСЫ ПРОЧНОСТИ ТУРБИННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПРИ ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ ВНЕШНИХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ

¹Петреня Ю.К., ²Георгиевская Е.В.

¹ПАО «Силовые машины»;

²ОАО «НПО ЦКТИ»

GeorgievskajaEV@ckti.ru

Постоянно повышающиеся требования по обеспечению надежности и условиям использования турбин в различных отраслях промышленности заставляют производителей оборудования обращать особое внимание на возможность безаварийной эксплуатации при экстремальных внешних воздействиях, вызывающих повышенный уровень внутренних динамических напряжений.

Первой, в силу особенностей эксплуатации, с проблемами обеспечения прочности и надежности оборудования при экстремальных внешних воздействиях (вибрации в широком диапазоне частот, ударные нагрузки, воздействие бортовой и килевой качки, наличие крена и дифферента корпуса) столкнулась ледокольная энергетика.

Решаемые при проектировании задачи дополнительно осложнялись жесткими ограничениями по массогабаритным характеристикам устанавливаемого на судах оборудования, необходимостью обеспечения длительной безотказной работы при перегрузках или малых частичных нагрузках, частых сбросах мощности до минимального уровня.

В то же время специальные требования к методам оценки прочности судового энергетического оборудования при динамических воздействиях и «ненормальных» режимах эксплуатации в нормативной отраслевой базе* отсутствуют, а нормы оценки прочности стационарных энергоустановок не распространяются на судовую энергетику.

В результате основные конструкторские разработки были основаны на интуиции и дорабатывались, иногда в течение продолжительного времени, по результатам эксплуатации. Только в последнее время, благодаря развитию численного 3D-моделирования, удалось найти объяснения многим конструктивным решениям, которые доказали свое право на существование длительной безаварийной работой оборудования в тяжелых эксплуатационных условиях.

Похожие проблемы характерны и для многих объектов стационарной энергетики, отвечающих современным требованиям по минимизации стоимости оборудования, строительных конструкций и обслуживания, расширению диапазона разрешенных режимных параметров и подвергающихся значительным динамическим нагрузкам в широком диапазоне частот. Примерами могут служить гидравлические турбины, эксплуатируемые в пиковом режиме или вдали от точки оптимума эксплуатационной характеристики, промышлен-

ные энергетические установки, обеспечивающие основной производственный цикл, насосы и компрессора. Уже на стадии проектирования особое внимание должно быть уделено динамическим характеристикам оборудования с учетом особенностей их эксплуатации, взаимодействия с рабочей средой, изменяющихся жесткостей опорных узлов и пр. В то же время соответствующие отраслевые нормативные методики оценки влияния динамики на прочность и надежность оборудования зачастую отсутствуют.

Для оценки прочности элементов турбины при экстремальных внешних нагрузках предложен подход, опирающийся на применяемые в атомной энергетике расчетные методики для оценки сейсмостойкости и доработанный с учетом конструктивных особенностей и специфики эксплуатации оборудования. Подход базируется на определении отклика механической системы на динамическое воздействие, определяемое спектром ускорений (или перемещений). Разработанные алгоритмы расчета, использующие широкие возможности численного моделирования, были апробированы при обосновании характеристик надежности судовой паротурбинной установки ледокола на стадии проектирования.

Полученные результаты позволили не только объяснить традиционно используемые конструктивные решения, но и оптимизировать проточную часть с позиций современных требований по обеспечению прочности и работоспособности в жестких эксплуатационных условиях, обеспечив необходимые в соответствии с техническим заданием условия надежности и ресурсные характеристики. Выполненные расчеты получили одобрение РМРС¹

(рис. 1).

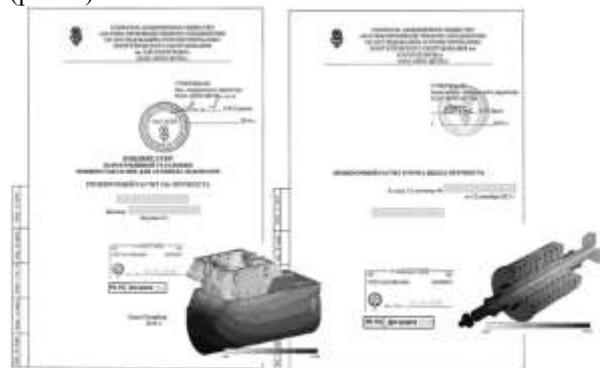


Рис. 1 Примеры согласованных РМРС отчетов

*Российский морской регистр судоходства (РМРС)

ВЛИЯНИЕ РАССЛОЕНИЙ НА СОБСТВЕННЫЕ ЧАСТОТЫ И ФОРМЫ КОЛЕБАНИЙ КОМПОЗИТНЫХ ПАНЕЛЕЙ

Кокуров А.М., Полилов А.Н., Румачик М.М.

Институт машиноведения РАН, Москва, Россия

Одна из важных проблем обеспечения надежности и безопасности панелей авиационного назначения из углепластика или сэндвичевых трехслойных панелей с сотовым наполнителем и углепластиковыми обшивками связана с возможным появлением в них расслоений как результата низкоскоростного, непробивающего удара. Это может быть следствием падения инструмента, удара птицы и т.п. Для металлов такие удары опасны: они вызывают только наклеп (фактически – упрочнение). Кроме того в процессе эксплуатации накоплен опыт обнаружения микротрещин в алюминиевых панелях: эти трещины располагаются в заклепочных соединениях, около отверстий, в местах сварки, и их можно наблюдать визуально или с помощью хрупких покрытий. Расслоения в углепластике внешне не видны, и разрабатываются разные средства неразрушающего контроля для их обнаружения, например, использование термовидения или акустической эмиссии. Расслоения вносят искажения в локальные поля напряжений и деформаций, и поэтому они могут влиять на собственные формы и частоты колебаний.

Для исследования подобных эффектов проводилось компьютерное моделирование расслоений (и других дефектов: отверстий, трещин) путем применения специальных конечных элементов с разрушенными поперечными связями. Эти методы позволяют моделировать рост расслоений, а также оценивать формы колебаний. Подобные компьютерные расчеты до высоких форм колебаний показали, что расслоения заметно влияют на локальную форму поля перемещений при вынужденной вибрации, но практически не влияют на частоту собственных колебаний, так как это – интегральная характеристика, не зависящая от локальных возмущений. Таким образом, наличие дефектов можно идентифицировать, измеряя поле перемещений при вибрации (при вынужденных колебаниях) методами электронной цифровой спекл-интерферометрии.

Ключевые слова: композит, углепластик, расслоение, трещина, отверстие, сотовая панель, форма и частота собственных колебаний.

СОБСТВЕННЫЕ ЧАСТОТЫ И ФОРМЫ КОЛЕБАНИЙ ПРОФИЛИРОВАННЫХ КОМПОЗИТНЫХ БАЛОК

Полилов А.Н., Татусь Н.А.

Институт машиноведения РАН, Москва, Россия

Профилированные, равнопрочные композитные балки имеют значительное преимущество перед стальными упругими элементами типа листовых рессор или пружин. За счет высокой прочности и низкого модуля упругости и плотности стеклопластик может обеспечить снижение веса упругого элемента в 10 и более раз. Наиболее предпочтительной формой профиля композитной балки можно считать балку констрэра с переменными размерами, но с постоянной площадью поперечного сечения. Это условие обеспечивает непрерывное распределение волокон по длине балки, что при выполнении условия равнонапряженности приводит к значительному росту прочности по сравнению с другими формами сечения и к снижению податливости в 2-3 раза по сравнению с прямоугольной балкой. Однако определение форм и частот основных видов колебаний балки (изгибного и крутильного) становится для

профилированных балок нетривиальной задачей, особенно усложняющейся при учете влияния ориентации волокон на изменение локальных и интегральных упругих свойств. На первом этапе задача решается с применением численного метода Рунге-Кутты, и результаты показывают рост собственных частот в композитных балках за счет снижения удельного веса, что позволяет отстроить конструкцию от нежелательных резонансов на частотах первых тонов.

Ключевые слова: композит, углепластик, стеклопластик, упругий элемент, профилированная балка, форма и частота собственных колебаний.

АЭРОУПРУГИЕ КОЛЕБАНИЯ ВЕТВЯЩИХСЯ КОМПОЗИТНЫХ СТРУКТУР, ПОДОБНЫХ КРОНЕ ДЕРЕВА

Полилов А.Н., Татусь Н.А.

Институт машиноведения РАН, Москва, Россия

В литературе по ботанике и биомеханике многими авторами проверялось и моделировалось так называемое «правило Леонардо», согласно которому сумма квадратов диаметров ветвей остается постоянной до и после ветвления. Для структуры дерева это правило выполняется приближенно: суммарная площадь капилляров, проводящих соки от ствола к ветвям (и обратно) оставалось бы постоянным только при строгом постоянстве скорости движения жидкости. Применительно к волокнистым композитам это правило может быть выполнено более точно, и оно означает неизменное число волокон вдоль всей ветвящейся структуры. Такая структура напоминает балку констрэра, в которой волокна не перерезаются, а лишь перераспределяются по сечению с целью создания оптимального равнопрочного профиля. По таким же принципам может быть построена ветвящаяся структура: ветвление увеличивает податливость без снижения прочности. Для дерева – это возможность согнуться под ветром и уменьшить ветровое сопротивление. Для композитного упругого элемента – это возможность существенно (в пределе втрое) увеличить возможную накопленную упругую энергию. Если представить себе ветвящуюся структуру, заменяющую стальной лист рессоры, то только за счет идеального (фрактального) ветвления её масса может быть снижена (в идеальном случае) втрое. Учитывая более низкую плотность (в четыре раза ниже, чем у стали) и низкий модуль Юнга (в пять раз ниже, чем у стали), мы получим предельную оценку: ветвящаяся композитная структура, поддерживающая при изгибе заданную нагрузку, и позволяющая накопить заданную упругую энергию, может быть в 60 раз легче, чем соответствующий стальной лист. В

реальности, конечно, этот эффект окажется ниже, из-за конструктивных сложностей крепления и невозможности обеспечить идеальное (бесконечное) ветвление или предельное (до нуля) профилирование, но эффект применения низко модульного и высокопрочного стеклопластика в упругих элементах всё-таки очень высок. Одна из областей применения таких упругих элементов – это приемные модули орбитальных станций, в которых необходимо обеспечить «мягкую» стыковку. Преимущество композитов состоит в данном приложении ещё и в том, что подобные структуры можно изготавливать из стеклянных волокон и полимерной смолы непосредственно на орбите, так как композитные технологии (пултрузия) не требуют ни высоких температур, ни значительных усилий, и достаточным источником энергии вполне могут служить солнечные батареи.

Одним из нерешенных вопросов для подобных структур является проблема собственных колебаний, вибраций, резонансов. Со структурой кроны деревьев Природа разобралась за миллионы лет естественного отбора, но подобные композитные структуры на предмет аэроупругих колебаний не исследовались. И формы прогиба структур с переменной жесткостью, и частоты собственных колебаний, и возможные появления смешанных резонансов пока можно исследовать лишь численно и приближенно. В технических приложениях для ветвящихся структур конкретные задачи такого плана не ставились.

Ключевые слова: однонаправленный композит, ветвящаяся структура, податливость, возбужденные колебаний.

РЕЗЕРВИРОВАННЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ ТРЕХКОМПОНЕНТНОГО ДАТЧИКА ВИБРАЦИИ

^{1,2}Скворцов О. Б., ²Правоторова Е.А.

¹Научно-технический центр «Завод балансировочных машин», Москва, Россия

skv@balansmash.ru

²Институт машиноведения РАН, Москва, Россия

При мониторинге роторных агрегатов и элементов оборудования все более широкое применение находят многокомпонентные датчики виб-

рации. Особенно широкое распространение такие датчики получили при их реализации по MEMs технологии, которая позволяет значительно

уменьшить их стоимость. Современные трехкомпонентные датчики вибрации, такие как ADXL354 и ADXL355 по основным характеристикам не уступают пьезоэлектрическим акселерометрам широкого применения. Применение трехкомпонентных датчиков вибрации в системах автоматической противоаварийной защиты (ПАЗ) [1] позволяет контролировать все составляющие вибрации. Важнейшей задачей реализации ПАЗ является получение достоверных оценок на основе ограниченного набора замеров [2]. Соответствие процессов вибрации критерию эргодичности [3-4] позволяет рассматривать выходные сигналы многокомпонентного датчика, если они соответствуют близким по характеристикам вибрационным процессам, как независимые «испытания» и, с учетом теоремы Биркгофа-Хинчина, выполнит формирование статистической оценки такой вибрации на более коротком интервале времени. Сокращение времени измерения при обеспечении удовлетворительной достоверности оценки имеет критически важное значение для организации эффективной ПАЗ.

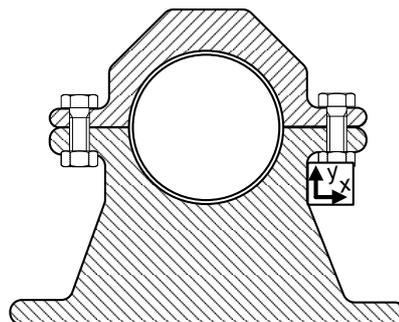
Обычно многокомпонентный датчик вибрации в соответствии с требованиями нормативных документов располагают таким образом, чтобы измерять наиболее сильно различающиеся компоненты вибрации. Такие измерения не могут рассматриваться как резервированные оценки одного процесса. Данное противоречие можно обойти при цифровой обработке сигналов трехкомпонентного датчика, сохранив (или даже повысив точность измерения за счет ортонормализации сигналов) измерения в рекомендуемых направлениях и выполняя параллельно измерения по сигналам того-же датчика оценку в системе координат, которая ориентирована по осям, соответствующим равному вкладу всех исходных рекомендованных в нормативных документах направлениях.

Возможность нескольких вариантов выбора таких осей в пространстве позволяет получить несколько наборов таких «равновзвешенных» оценок, что при использовании их усреднения может обеспечить повышение статистической устойчивости оценки, аналогично тому, как это реализуется в методе бустинга.

Для гармонической пространственной вибрации характерна эллиптическая траектория вектора. Оси эллипса соответствуют направлениям,

по которым механические свойства имеют наиболее значительные отличия. Равновзвешенные направления по критерию среднего квадратичного значения, для такого эллипса расположены под углами в 45 градусов относительно осей эллипса вектора вибрации. Это в значительной степени упрощает процедуру выбора системы координат и соответствующей ей матрицы коэффициентов преобразования вектора вибрации, используемых для получения резервированных оценок вибрации для системы ПАЗ.

Пример расположения трехкомпонентного датчика вибрации на опоре подшипника горизонтального роторного агрегата приведен на рисунке:



В соответствии с описанной методикой, один и тот же трехкомпонентный датчик выполняет функции трех обычных однокомпонентных датчиков для трех ортогональных направлений в целях диагностического вибрационного мониторинга механического оборудования и в качестве резервированного датчика вибрации в системе ПАЗ. Это обеспечивает совмещение функций диагностики и быстродействующей резервированной ПАЗ без увеличения необходимого оборудования.

[1] Скворцов О. Б., Трунин Е. С. Автоматизация вибрационной защиты гидроагрегатов. // Журнал Neftegaz.RU, №9, 2012, стр. 76-83.

[2] Мироновский Л. А., Слаев В. А. Алгоритмы оценивания результата трех измерений. // СПб.: «Профессионал», 2010. — 192 с.

[3] Правоторова Е. А., Скворцов О. Б. Моделирование виброиспытаний элементов обмоток мощного электрооборудования. / Проблемы машиностроения и надежности машин. № 5, 2015, с.103-110.

[4] Скворцов О.Б., Правоторова Е.А. Статистические оценки вибрационных сигналов. // Международная конференция «Живучесть и конструкционное материаловедение» (ЖивКом - 2016): Труды конференции (Москва, 26-28 октября 2016 года). М: Изд-во ИМАШ РАН. 2016. с.141-144.

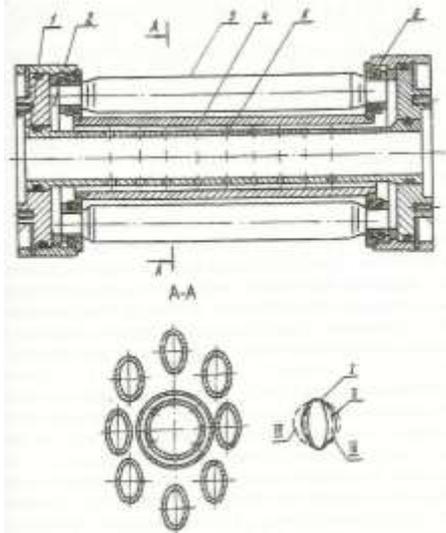
ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕСУРСА КОНСТРУКЦИЙ СТАБИЛИЗАТОРОВ ВОЛНОВЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ СЛУЧАЙНОМ НАГРУЖЕНИИ

Москвитин Г.В., Балашова А.В., Пугачев М.С., Поляков А.Н.

Институт машиноведения РАН, Москва, Россия

GVMoskvitin@yandex.ru

В работе представлена методика расчета долговечности конструкций стабилизаторов волновых процессов (СВП) при действии реальных нагрузок. Основными видами нагружения СВП [1,2] являются изменения давления: полигармоническое воздействие с постоянными амплитудами, возникающее вследствие неравномерности работы насосов; ударное воздействие (гидроудар) при пуске и остановке насосов; ударное воздействие при открывании и закрывании задвижек; случайные воздействия, вызываемые различными факторами. Каждой из указанных нагрузок соответствует свой частотный интервал воздействия, что позволяет представить эти воздействия в виде $S_i^p(f)$ -спектральных плотностей давления. Выполнение расчетов различных конструкций СВП (пример показан на рис.1) на основе конечно-элементного моделирования [3,4] позволили определить динамические характеристики конструкций и вероятностные характеристики напряженно-деформированного состояния, возникающие в СВП при указанных выше изменениях давления.



1 – участок трубопровода, 2 – боковой коллектор, 3 – упругая камера с эллиптическим поперечным сечением, 4 – предкамера, 5 – перфорация, 6 – уплотнительные втулки.

1 - 1V – возможные формы упругих камер при работе.

Рис. 1. Схема стабилизатора волновых процессов с разветвленной системой упругих камер [2]

Спектральные плотности напряжений в каждой рассматриваемой j -й точке определяются

$$S_j^\sigma(f) = [H_{ij}(f)]^2 * S_i^p(f),$$

где $H_{ij}(f)$ – частотная характеристика СВП.

Последовательность оценки ресурса включает

определение временных реализаций случайных процессов напряжений $\sigma(t)$ с применением методов статистического моделирования в виде гармонического ряда [5,6]

$$\sigma(t) = \sum \sqrt{S_j^\sigma(\omega_j)} * \Delta\omega_j * \cos(\omega_j t + \alpha_j).$$

Затем необходимы схематизация процессов изменения напряжений разного уровня в соответствии с числом циклов (используется метод «дождя»), построение кривых повторяемости амплитуд приведенных регулярных циклов напряжений по спектральной плотности напряжений и приведенных кривых усталости для ранее выбранных наиболее нагруженных точек конструкции СВП.

Расчет показателей долговечности конструкций СВП выполняется на основе скорректированной линейной гипотезы накопления усталостных напряжений [7,8].

[1]. Ганиев Р.Ф., Низамов Х.Н., Дербуков Е.И. Волновая стабилизация и предупреждение аварий на трубопроводах – М: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1996.-260с.

[2]. Р.Ф.Ганиев, Л.Е.Украинский. Нелинейная волновая механика и технологии. – М.: Научно-издательский центр «Регулярная и хаотическая динамика», 2008.- 712с.

[3]. Программный комплекс ANSYS, версия 13, лицензия № 660578.

[4]. Москвитин Г.В., Балашова А.В., Поляков А.Н. Численное исследование напряженно-деформированного состояния упругой камеры стабилизатора волновых процессов (СВП) // XXII Международный семинар «Технологические проблемы прочности» 26-27 июня 2015 года. – Подольск, 26-27 июня 2015 года.

[5]. Болотин В.В. Случайные колебания упругих систем.– М.: Наука, 1979. – 336 с.

[6]. Гусев А.С., Светлицкий В.А. Расчет конструкций при случайных воздействиях – М.: Машиностроение, 1984. – 240 с.

[7]. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин на прочность и долговечность: Справочник – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.

[8]. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.

ОБОСНОВАНИЕ РЕСУРСА И НАДЕЖНОСТИ ЯЭУ ВВЭР ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИСПЫТАНИЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ ИМИТАЦИОННОЙ ЗОНЫ РЕАКТОРА

Родионова И.Н., Хайретдинов В.У., Селезнев А.В.

АО ОКБ «ГИДРОПРЕСС» г. Подольск, Россия

Выполнение пусконаладочных испытаний и измерений с использованием имитационной зоны реактора является отличительной особенностью ввода в эксплуатацию энергоблоков АЭС с ВВЭР-1000/1200. Имитационная зона состоит из 163 полномасштабных макетов ТВС, в которых топливные матрицы из ядерноделяющегося материала заменены свинцовыми имитаторами.

Предэксплуатационные испытания и измерения на имитационной зоне ВВЭР-1000/1200 являются обязательными и проводятся на каждом блоке АЭС данного типа. Они входят в состав специальных пусконаладочных измерений (СПНИ) и выполняются в период ХГО (начиная с пробных пусков ГЦНА и кончая испытаниями на номинальных параметрах «горячей» обкатки при различном количестве и сочетании работающих ГЦНА), а также для переносных систем при сборке/разборке реактора до и после ХГО.

Использование имитационной зоны во время ГИ и ЦП, а также обкатки оборудования РУ позволяет не только отработать и выполнить необходимые технологические процедуры, но и провести детальные исследования теплогидравлических и вибродинамических характеристик реактора и первого контура, необходимые для проверки и подтверждения проектных решений.

В процессе ввода в эксплуатацию с помощью СПНИ исследуются:

Гидравлические характеристики, включая расходы теплоносителя по циркуляционным петлям и перепады давления внутри реактора;

Характеристики гидродинамических воздействий на оборудование РУ, включая пульсации давления теплоносителя по циркуляционным петлям и внутри реактора, а также колебания (изменения) давлений в различных точках гидравлического тракта первого контура при включении и отключении ГЦНА;

Характеристики вибрационного отклика оборудования РУ, включая виброускорения (скорости, перемещения) оборудования циркуляционных петель и внутриреакторных конструкций;

Характеристики напряженно-деформированного состояния оборудования, включая динамические напряжения элементов ГЦТ, ВКУ, ТВС;

Геометрические параметры и механические характеристики, включая разновысотность головок и рабочий ход пружинных блоков имитаторов ТВС, усилия протаскивания ОР СУЗ и прямолинейность НК.

По результатам СПНИ для случаев, когда имитационная и штатная зоны однородны (например, блок 6 Нововоронежской АЭС) напрямую получают исходные данные для подтверждения проектных характеристик по условиям прочности и надежности. При разнородности имитационной и штатной зон, когда имитаторы и кассеты активной зоны имеют ряд существенных отличий друг от друга, влияющих на их механические, гидравлические и вибродинамические характеристики (например, блок 4 Ростовской и блок 3 Тяньваньской АЭС) возникает задача обоснования представительности результатов пусконаладочных испытаний и измерений с определением необходимых поправочных коэффициентов к контрольным значениям приемочных критериев.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РАСЧЕТНОЕ ОБОСНОВАНИЕ СЕЙСМОСТОЙКОСТИ ОБОРУДОВАНИЯ РУ ВВЭР-1000/1200 ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ПУСКОНАЛАДОЧНЫХ ИСПЫТАНИЙ И ИЗМЕРЕНИЙ

Саратов А.Ю., Хайретдинов В.У.

АО ОКБ «ГИДРОПРЕСС» г. Подольск, Россия

В настоящее время нормативной документацией по безопасности АЭС требуется в обеспечение сейсмостойкости РУ ВВЭР 1000/1200 обязательное изучение динамических характеристик (собственных форм, частот и декрементов колебаний) важных для безопасности систем и элементов (кроме зданий и сооружений) АЭС-2006 методом динамических испытаний в реальных условиях раскрепления и обвязки на объекте при вводе в эксплуатацию каждого энергоблока АЭС.

Необходимость определения собственных динамических характеристик (СДХ) основного оборудования РУ (парогенератор, главный циркуляционный насосный агрегат, главный циркуляционный трубопровод, компенсатор давления и т.д.) в реальных натуральных условиях обуславливается резонансным характером реакций на сейсмические воздействия, когда в зависимости от соотношений частот собственных динамических характеристик и нагрузки, сейсмические возмущения могут меняться на порядок и более.

Точность одних только расчетных оценок СДХ на стадии проектирования основного оборудования РУ (без экспериментальной проверки, подтверждения и корректировки проектных значений динамических характеристик по фактическим данным) не удовлетворяет практическим нуждам.

Для экспериментального определения СДХ основного оборудования РУ в натуральных условиях раскрепления проводятся испытания и измерения, входящие в состав СПНИ. Возбуждение конструкции происходит с помощью виброударного (импульсного) метода задания колебаний. Возбуждение осуществляется локальным ударом с помощью специального молотка. Выбор мест установки виброизмерительных преобразователей для регистрации затухающих откликов осуществляется по геометрической сетке в местах, где ожидается максимальная или минимальная амплитуда затухающих колебаний. Применение автономного программно-технического комплекса с преобразованием Фурье позволяет проводить модальный анализ исследуемых конструкций с постобработкой для определения собственных частот и декрементов затухания.

Испытания проводятся при различных состояниях основного оборудования РУ: при незаполненном и заполненном контуре, и во время единичных пусков ГЦНА на параметрах «холодной» и «горячей» обкатки РУ.

В обеспечение полноты обоснования сейсмостойкости оборудования РУ вместе с измерениями и испытаниями в натуральных условиях разрабатывается и применяется расчетно-аналитическая модель исследуемых конструкций на основе проектных чертежей и уточненных данных по раскреплению и обвязке в натуральных условиях. Расчетно-аналитическая модель позволяет получить представление о собственных формах и частотах контролируемых объектов в удобном и наглядном виде.

Исследования и испытания проведены на энергоблоке №1 Ленинградской АЭС-2 и энергоблоке №3 Тяньваньской АЭС, что позволяет выполнить сравнительный анализ полученных результатов для различных проектных вариантов РУ ВВЭР-1000/1200.

ПРИМЕНЕНИЕ ТОПОЛОГИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И УСТАНОВОК

Свинарева М.С., Васильев Б.Е., Магеррамова Л.А., Калинин Д.В.

ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова», Москва, Россия
svinareva@ciam.ru

Применение топологической оптимизации (ТО) при проектировании деталей газотурбинных двигателей и установок позволяет получить концептуально новый облик той или иной конструкции с меньшей массой при удовлетворении прочностных требований.

На основе подходов ТО получена модель рабочей лопатки турбины низкого давления уменьшенной массы с отстроенными собственными частотами колебаний. Поставлена задача оптимизации [1,2], целью которой является минимизация потенциальной энергии деформирования [3], а ограничениями - диапазон допустимых значений первых шести форм колебаний для отстройки от резонансных частот в пределах $\pm 10\%$ и массу конечной конструкции (заложено более чем двукратное снижение). В результате решения задачи оптимизации с учетом приложенных ограничений и нагрузок получено распределение условной плотности в проектной области – внутреннего объема лопатки, ограниченного газодинамическими обводами лопатки, которые остаются без изменений. После конструкторской проработки результата оптимизации [4] построена твердотельная концептуальная модель лопатки. Выигрыш в массе составил 34% по сравнению с исходной конструкцией. Проведены поверочные расчеты напряженно-деформированного состояния и прочности, показавшие, что значения местных запасов по длительной статической прочности и запасов по несущей способности выше значений, заданных в нормирующих документах.

На основе подходов ТО получена модель косозубой шестерни с повышенной жесткостью и уменьшенной массой. Особенностью косозубых зубчатых колес является наличие осевой составляющей силы в зацеплении. В качестве прототипа выбрана шестерня, обладающая недостаточной жесткостью. Для упрощения расчета и возможности получения нового конструктивного облика использованы геометрические упрощения: зубья заменены на цилиндр с внешним диаметром, совпадающим с делительной окружностью; диафрагма заменена областью проектирования в форме цилиндра. В качестве целевой функции выбрана минимизация упругой энергии деформирования. Ограничение наложено на массу проектной области (не более 10% от исходной). По результатам ТО исходной конструкции проведена доводка конструкции колеса с оптимизированной

диафрагмой. Новая диафрагма представляет собой два конусных участка, переходящие в одну тонкую стенку, соединенную с зубчатым венцом у торца, со стороны которого действует осевая сила. Дополнительная доработка полученного по результатам оптимизации варианта косозубого колеса заключалась в устранении промежутка вала между стенками диафрагмы. В результате поверочного расчета показано, что жесткость венца в осевом направлении выше в 2 раза, чем у начальной конструкции, выигрыш в массе составил 10%. Уровень эквивалентных напряжений по Мизесу снижен на 13%.

Полученные в результате ТО и конструктивной проработки детали имеют сложную структуру и не могут быть изготовлены с помощью традиционных технологий. В настоящее время активно развиваются аддитивные технологии (АТ), преимуществами которых являются: уменьшение времени производства, сокращение массы и числа деталей, возможности производства сложных деталей, изготовление которых невозможно обеспечить традиционными технологиями. Несмотря на то, что АТ открывают широкие возможности конструирования, тем не менее, для АТ тоже существуют технологические ограничения, которые необходимо учитывать при проектировании деталей.

В результате проведенных работ показана возможность применения топологической оптимизации при проектировании неохлаждаемых лопаток турбомашин и шестерен.

Симбиоз новых подходов к проектированию и технологий производства, наряду с использованием новых материалов, может позволить существенно повысить характеристики деталей, узлов и изделий в целом.

[1] Seppälä J., Hupfer A. Topology optimization in structural design of a LP turbine guide vane: potential of additive manufacturing for weight reduction //ASME Turbo Expo 2014: Turbine technical conference and exposition. 2014. GT2014 – 25637.

[2] Сысоева В. В., Чедрик В. В. Алгоритмы оптимизации топологии силовых конструкций //Учёные записки ЦАГИ. – 2011. – Т. 42. – №. 2.

[3] Васильев Б.Е., Магеррамова Л.А. Анализ возможности применения топологической оптимизации при проектировании неохлаждаемых рабочих лопаток турбин //Вестник СГАУ, 2015, Том 14, №3 Часть 1 Специальный С. 139-147.

[4] Philip Anthony Browne. Topology optimization of linear elastic structures. 1-199, May 2013.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПЛАСТИЧНОСТИ В МОНОКРИСТАЛЛИЧЕСКИХ ЛОПАТКАХ ТУРБИН ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Селиванов А.Н., Васильев Б.Е.

РФ, ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова»
anselivanov@ciam.ru

В связи с широким применением монокристаллического литья при производстве лопаток турбин актуальной является задача разработки модели пластичности для анизотропных материалов с целью более корректной оценки напряжённости монокристаллических лопаток турбин в эксплуатации [1, 2].

Для анизотропных материалов уравнение предельной поверхности существенно сложнее, чем для изотропных. Необходимо учитывать ориентацию напряжённого состояния (НС) относительно основной систем координат, а также характеристики механических свойств в различных направлениях.

Для расчётов упруго-пластического напряжённого деформированного состояния (НДС) методом конечных элементов для монокристаллического сплава авторами [5] предложен критерий пластичности при температуре T :

$$f = \sigma_e - \sigma_T(L, T) = 0 \quad (1)$$

где L – параметр, характеризующий положение главных осей относительно осей монокристалла, T – температура, σ_e – эквивалентные напряжения по Мизесу.

Для оценки влияния кристаллографической ориентации на предел текучести σ_t и другие механические характеристики, определяющие кривую деформирования $\sigma(\varepsilon)$, в работе принята гипотеза о возможности использования линейной интерполяции для определения этих характеристик по значениям ориентационного фактора L (рисунок 1).

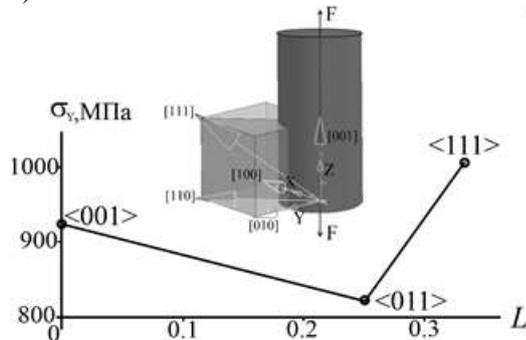


Рис. 1. Ориентационная зависимость предела текучести

Ориентационный фактор определяется как:

$$L = l_1^2 \cdot l_2^2 + l_2^2 \cdot l_3^2 + l_3^2 \cdot l_1^2$$

где l_i – косинусы углов между эквивалентным направлением НС [5] и ортогональными осями монокристалла. Эквивалентное направление определяется с помощью зависимости:

$$\bar{\sigma} = \sigma_1 \cdot \bar{e}_1 + \sigma_2 \cdot \bar{e}_2 + \sigma_3 \cdot \bar{e}_3$$

где σ_i, \bar{e}_i – это главные напряжения и соответствующие им главные векторы тензора напряжений.

Разработанный авторами подход к расчёту упруго-пластического НДС монокристаллических лопаток турбин реализован в виде подпрограммы для конечно-элементного комплекса ANSYS и включает следующие шаги:

1. определение с помощью обобщённого закона Гука тензоров напряжений и деформаций в упругой постановке для всех узлов КЭМ;
2. определение эквивалентных напряжений по Мизесу;
3. определение эквивалентного направления НС ($\bar{\sigma}$) и его ориентационного фактора L ;
4. определение по значению L пределов пластичности и прочности, а также относительного удлинения;
5. проверка критерия пластичности (1) для всех точек интегрирования КЭМ;
6. «построение» кривой деформирования $\sigma(\varepsilon)$ для точек интегрирования, в которых выполняется условие пластичности;
7. определение упруго-пластического НДС

Проведены сравнительные расчеты монокристаллической лопатки ТВД с учетом и без учета анизотропии характеристик материала. Показано, что НДС лопатки в двух случаях имеют как количественные, так и качественные отличия, что может привести к существенно различным значениям прогнозируемой долговечности.

[1] Шалин Р.Е. Монокристаллы никелевых жаропрочных сплавов /Р.Е. Шалин, И.Л. Светлов, Е.Б. Качанов и др.–М.: Машиностроение, 1997.– 336 с.

[2] Гецов Л.Б. Материалы и прочность деталей газовых турбин. В двух книгах. Кн. 1 / Л.Б. Гецов – Рыбинск: ООО «Издательский дом «Газотурбинные технологии», 2010. – 611 с.

[3] Зенкевич О., Метод конечных элементов в технике / М.: «Мир», 1975. – 543 с.

[4] Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести /М.: «Машиностроение», 1975, 400с.

[5] Васильев Б.Е. Разработка модели пластично-

сти для монокристаллических материалов для проведения прочностных расчётов лопаток турбин перспективных двигателей Технология легких сплавов. – 2013. – №3. – С. 90–100.

УЧЁТ ВЛИЯНИЯ РАССЕЙЯНИЯ РАЗМЕРОВ В ПРЕДЕЛАХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ДОПУСКОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ЗАМКОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ЕЛОЧНОГО ТИПА

Семенов А.В., Васильев Б.Е., Сальников А.В.

ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова», Москва, Россия
semenovartem@ciam.ru

Рабочие лопатки и диски турбин в значительной степени определяют прочностную надёжность двигателя. Одним из наиболее нагруженных элементов лопаток и дисков являются замковые соединения. К ним предъявляются повышенные требования по обеспечению стабильности характеристик прочности на различных режимах работы. Это обуславливается наличием концентраторов напряжений, сложным напряжённым состоянием, различием характеристик материалов контактирующих деталей, а также рассеянием геометрических размеров. Исследования показывают, что изменение размеров в пределах технологического допуска оказывает сильное влияние на величину малоцикловой усталости и контактных напряжений [1-5].

В настоящее время проектирование деталей ГТД проводится при номинальных размерах деталей, что не дает полного представления о работоспособности конструкции в пределах назначенных допусков [6]. Применение робастных методов проектирования позволяет учитывать возможные отклонения размеров. Под робастностью конструкции понимается характеристика изделия, заключающаяся в минимальной чувствительности его выходных параметров, например, характеристик прочности, к разбросу входных факторов, определяющих его конструктивный облик, параметры рабочего режима и т.д.

В работе рассмотрен подход к проведению конструктивно-прочностной оптимизации диска и замкового соединения турбины высокого давления с учётом допусков на размеры на рассеяние

характеристик прочности. Показаны основные этапы проведения оптимизации, предложены критерии оценки робастности конструкции. В результате оптимизации снижена масса диска и получена конструкция замкового соединения, обеспечивающая снижение разброса характеристик прочности в пределах тех же значений технологических допусков на размеры, по сравнению с прототипом.

[5] Придорожный Р. П. и др. Оценка напряженного состояния замковых соединений рабочих лопаток турбин с учетом возможных отклонений их размеров //Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – №. 8. – С. 81–85.

[6] Deshpande, A. S. , Keane, A.J., Sobester, Andras and Toal, David J.J. (2012) Geometric parameterisation of firtree joints in gas turbine discs considering manufacturing variability. In, 3rd Aircraft Structural Design Conference, Delft, NL, 09 - 12 Oct 2012.

[7] Heinze K., Vogeler K., Friedl W. H. The Impact of Geometric Scatter on High-Cycle-Fatigue of Compressor Blades //ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air. – American Society of Mechanical Engineers, 2010. – С. 591-599.

[8] Duffner J. D. The effects of manufacturing variability on turbine vane performance. – Aerospace Computational Design Laboratory, Dept. of Aeronautics & Astronautics, Massachusetts Institute of Technology, 2008.

[9] Panizza A. et al. Impact of Manufacturing Variability on the Aerodynamic Performance of a Centrifugal Compressor Stage With Curvilinear Blades //ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. – American Society of Mechanical Engineers, 2016.

[10] Нихамкин М. Ш. и др. Влияние рассеяния размеров лопаток компрессора на рассеяние собственной частоты изгибных колебаний //Современные проблемы науки и образования. – 2013. – №. 6

ФОРМИРОВАНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ В МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ОБРАЗЦАХ ПРИ ПРОПУСКАНИИ ИМПУЛЬСОВ ТОКА

^{1,2}Скворцов О.Б., ²Троицкий О.А., ²Сташенко В.И., ²Правоторова Е.А.

¹Научно-технический центр «Завод балансировочных машин», Москва, Россия
skv@balansmash.ru

²Институт машиноведения РАН, Москва, Россия

Действие импульсного тока на металл в процессе его обработки меняет его пластические свойства [1-3] и находит применение в металлообработке.

Выбор режима воздействия током на металл при электропластической обработке может быть оптимизирован при исследовании процесса возбуждения механических колебаний в образцах при воздействии импульсного тока.

Исследования образцов из различных материалов показывает, что затухающие виброакустические колебания формируются на переднем и заднем фронтах импульса тока. При достаточно большой длительности в материалах с механическими свойствами, обеспечивающими быстрое затухание, например из меди, такие процессы независимы, близки по форме и имеют противоположные знаки. Если длительность импульса тока уменьшается, колебания, формируемые на переднем и заднем фронтах, успевают оказать взаимное влияние и приводят к интерференции. Такое взаимодействие виброакустических колебаний с учетом их фаз может приводить к существенному увеличению размаха колебаний.

Экспериментальные результаты могут быть представлены математической моделью:

$$V1(t) = A \cdot \begin{cases} 0 & t < ts \\ \sin[\omega \cdot (t - ts)] \cdot e^{-\frac{t-ts}{\tau}} & t \geq ts \end{cases}$$
$$V2(t) = -A \cdot \begin{cases} 0 & t < te \\ \sin[\omega \cdot (t - te)] \cdot e^{-\frac{t-te}{\tau}} & t \geq te \end{cases}$$

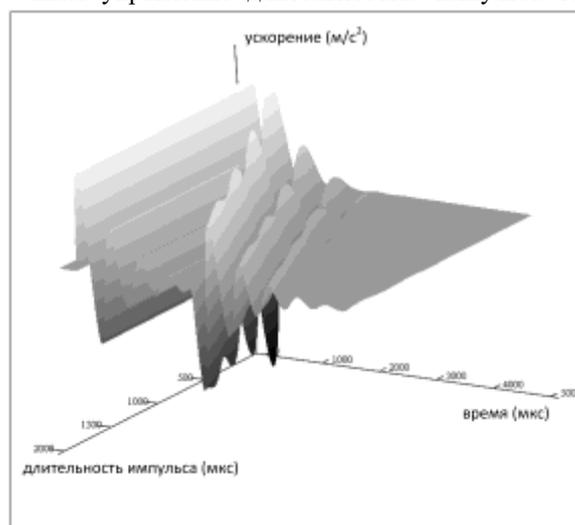
где ts и te время соответственно начала и окончания импульса тока.

Параметр τ , характеризующий процесс затухания, может быть определен из временных диаграмм и позволяет оценить состояние образца. Результаты численного моделирования с использованием этой модели для различных длительностей импульса тока представлены на рисунке. Представленная модель хорошо согласуется с данными экспериментов.

Управление виброакустическими колебаниями в металле не только за счет изменения амплитуды импульсного тока, но и сравнительно малыми изменениями длительности позволяют расширить возможности управления электропластической обработкой металлов. Управление амплитудой колебаний за счет изменения длительности тех-

нически выполнить проще, чем регулирование токов большой величины.

При воздействии на металлы с небольшим затуханием управление длительностью импульса тока



может обеспечить также выбор мод, на котором происходят колебания.

Возбуждение виброакустических колебаний в проводниках и контроль таких колебаний простыми виброизмерительными системами может также найти применение при разработке средств неразрушающего контроля проводником электро-механического оборудования.

[1] Троицкий О.А., Сташенко В.И. и Скворцов О.Б. Влияние вибрации от пинч-эффекта импульсного тока на пластическую деформацию. / Сборник материалов XII Всероссийский семинар-совещание "Инженерно-физические проблемы новой техники", - М., Изд-во НУК ИУ МГТУ им. Н. Э. Баумана 20-22 апреля 2016 г., с.281-283.

[2] Савенко В.С., Троицкий О.А., Скворцов О.Б. К расчету плотности тока и напряженности магнитного поля в условиях электропластичности. / Сборник материалов XII Всероссийский семинар-совещание "Инженерно-физические проблемы новой техники", - М., Изд-во НУК ИУ МГТУ им. Н. Э. Баумана 20-22 апреля 2016 г., с.274-276.

[3] Троицкий О.А. и др. Динамическое возбуждение колебаний в металлических проводниках при пропускании импульсных токов. / Авторы: Троицкий О.А., Сташенко В.И., Правоторова Е.А. и Скворцов О.Б. Современные тенденции развития науки и технологий, № 1-1, 2017 - С.137-139.

РАСЧЕТ ПРИСОДИНЕННОЙ МАССЫ И КОЭФФИЦИЕНТА ДЕМПФИРОВАНИЯ ДЛЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ТЕЛ НЕКРУГОВОГО СЕЧЕНИЯ, ВИБРИРУЮЩИХ В УЗКИХ ЗАЗОРАХ

Сорокин Ф.Д., Крутько Е.С.

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия
sorokin_fd@mail.ru

Цель

Целью доклада является расчет присоединенной массы и коэффициента демпфирования на основе решения уравнений Навье-Стокса для жидкости, вибрирующей в узком зазоре между неподвижным и подвижным твердым телом цилиндрической формы некругового сечения. Предлагаемая методика позволяет исследовать случай взаимного влияния пограничных слоев, что имеет место при очень малом зазоре между некруговыми цилиндрами. Средняя скорость течения в зазоре полностью определяется геометрией зазора и кинематикой несжимаемой жидкости. Очевидно, что в случае малых зазоров поперечные скорости потока пренебрежимо малы по сравнению с продольными скоростями. Это свойство позволяет приближенно заменить плоскую задачу гидродинамики одномерной и находить распределение продольной скорости по ширине зазора из обыкновенного дифференциального уравнения. Показано, что найденные решения уравнений Навье-Стокса для узких зазоров достаточно хорошо подтверждаются методом конечных объемов (МКО), реализованным в программном комплексе OpenFOAM [1].

Отработка методики на круговом зазоре

Как известно, малые колебания жидкости в макронеподвижной воде можно описать уравнениями Навье-Стокса в форме Лагранжа:

$$\rho \frac{\partial^2 \mathbf{u}}{\partial t^2} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t}, \quad \nabla \cdot \mathbf{u} = 0,$$

где \mathbf{u} – вектор перемещений жидкости относительно неподвижной системы координат, остальные обозначения общепотребительны.

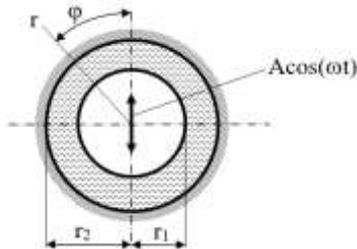


Рис. 1. Виброперемещения трубы кругового сечения в цилиндре, заполненном жидкостью

В работе [2] было показано, что для случая гармонических колебаний трубы кругового сечения в цилиндре, заполненном жидкостью (рис. 1), уравнения Навье-Стокса удается решить численно

точно, т.е. с любым необходимым количеством десятичных знаков.

Для случая малого зазора поперечным течением можно пренебречь по сравнению с продольным, что приближенно позволяет свести решение уравнений Навье-Стокса к интегрированию обыкновенного дифференциального уравнения четвертого порядка [3]:

$$\frac{d^4 u_0}{dy^4} + \left(\frac{\rho \omega}{\mu} \right)^2 u_0 = \frac{\rho}{\mu^2} \frac{dp_0}{ds}$$

где u_0 , p_0 – действительные составляющие продольного перемещения и давления; y – поперечная координата; ω – круговая частота; s – продольная координата (дуга средней линии).

Решение данного дифференциального уравнения с граничными условиями прилипания жидкости к неподвижному и подвижному цилиндру позволяет найти значения присоединенной массы и коэффициента демпфирования при различной ширине зазора.

Сопоставление точного и приближенного решения дифференциальных уравнений показало их очень хорошее соответствие, что было дополнительно подтверждено МКО.

Распространение методики на зазоры произвольной формы

Вычисление присоединенной массы и коэффициента демпфирования является актуальной задачей для атомной промышленности. В ТВС применяются пучки твэлов, имеющих шестиугольное, квадратное, треугольное поперечные сечения. Для расчета присоединенной массы и коэффициентов демпфирования таких пучков методика была распространена на зазоры произвольной геометрии. Представлены результаты для шестиугольной, квадратной, треугольной, прямоугольной и круглой форм зазоров. Рассмотрен случай зазора переменной ширины.

[1]. The OpenFOAM Foundation [Офф. сайт]. URL: <http://www.openfoam.org/>

[2]. Сорокин Ф.Д., Крутько Е.С. Расчет присоединенной массы и коэффициента демпфирования для вибрирующего в цилиндрическом канале жесткого цилиндра на основе численного интегрирования уравнений движения вязкой жидкости // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. № 10. С. 46–51.

[3]. Солонин В.И., Перевезенцев В.В., Сорокин Ф.Д. Демпфирование колебаний пучка твэлов чехловых тепловыделяющих сборок водоохлаждаемых реакторов // Вестник МГТУ им. Н.Э.Баумана. 2008. № 3. С. 75-85.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПЛП-ПОИСКА В ЗАДАЧАХ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРО-УДАРНЫХ РЕЖИМОВ В ТЕПЛОБМЕННИКАХ

Статников И.Н., Фирсов Г.И.

Институт машиноведения РАН, Москва, Россия

firsovgi@mail.ru

Проведение цифрового моделирования динамики систем с несколькими ударными парами требует моделировать для каждой из соударяющихся масс две различные системы дифференциальных уравнений движения, а именно, уравнения «свободного» движения массы в зазоре и уравнения движения массы в контакте с ограничителем. При этом следует учитывать, что в процессе моделирования типы интервалов движения для каждой из масс могут сочетаться произвольным образом. Дальнейший анализ будем иллюстрировать на примере двумерного движения массы в зазоре ($i = 1, 2$), моделирующего колебания i -го сечения теплообменной трубы [1],

$$\begin{aligned} m_i \ddot{x}_i + p_{ix}(\dot{x}, \dot{y}) + q_{ix}(x, y) &= F_{ix}(t), \\ m_i \ddot{y}_i + p_{iy}(\dot{x}, \dot{y}) + q_{iy}(x, y) &= F_{iy}(t). \end{aligned} \quad (1)$$

Здесь m_i - масса, приведенная к рассматриваемому i -му сечению; $p_{ix}(\dot{x}, \dot{y}), p_{iy}(\dot{x}, \dot{y})$ - проекции на оси x и y сил сопротивления движению, которые предполагаются зависящими как от скоростей в i -м сечении, так и от скоростей относительного перемещения сечения; $q_{ix}(x, y), q_{iy}(x, y)$ - проекции упругой силы, зависящие от величин абсолютного смещения i -го и относительного смещения обоих сечений из положения статического равновесия, отвечающего недеформированному состоянию упругой системы; $F_{ix}(t), F_{iy}(t)$ - внешние силы, возбуждающие колебания, которые задаются в виде явных функций времени.

Система уравнений (1) может использоваться только при движении обеих масс без контакта с ограничителем. В рассматриваемой модели предполагается, что каждая из масс совершает плоское поступательное движение, причем и массы, и ограничители имеют круглую форму. Соответствующие геометрические характеристики масс и ограничителей обозначим так: r_{i1} - радиус i -й массы; r_{i2} - радиус ограничителя; $\Delta_i = r_{i2} - r_{i1}$ - максимальное относительное перемещение центра i -й массы в зазоре; e_{ix}, e_{iy} - координаты центра для i -го ограничителя (эксцентриситеты). При недеформированном состоянии упругой системы координаты центров обеих масс равны нулю, $x_i = y_i = 0$, что вытекает из системы уравнений (1), другими словами, начало системы координат совпадает с недеформированным положением системы.

Очевидно, что сколько-нибудь подробный анализ динамики рассматриваемой системы в зависимости от каждого из основных параметров, в том числе величин зазоров Δ_i , эксцентриситетов

e_{ix}, e_{iy} , амплитуд возмущающих сил P_{ix}, P_{iy} , частоты возбуждения ω и диссипативных коэффициентов, практически невозможен, поскольку для такого анализа требуется проводить моделирование динамики при всевозможных сочетаниях остальных параметров.

С учетом сказанного целесообразно применить для анализа зависимостей динамических характеристик от значений отдельных конструктивных параметров (зазоров, эксцентриситетов в ударных парах и т.д.) в широком диапазоне изменения этих параметров метод планируемого ЛП-поиска (ПЛП-поиска) [2].

В результате проведенного вычислительного эксперимента с исследуемой двухмассовой виброударной системой с двумя степенями свободы:

- в заданной исходной области изменения коэффициентов математической модели (для конструктивных параметров реальной системы) удается выделить подобласти, концентрирующие наилучшие решения по критерию качества движения масс, причем, для большинства критериев эти подобласти совпадают между собой;

- вывод из предыдущего пункта объясняется твердо установленными фактами наличия сильных линейных корреляционных связей между критериями (положительных и отрицательных); наличие таких связей позволяет существенно снизить размерность пространства критериев;

- установлен и статистически подтвержден факт о том, что в исследуемой математической модели наличие неравных зазоров в двух ударных парах при неравных амплитудах сил возмущения приводит к улучшению характеристик ударного режима, не меняя существенно значения характеристик режимов скольжения;

- в рамках рассматриваемой математической модели установлено, что минимальные значения динамических нагрузок при ограничении диапазонов варьирования анализируемых параметров (при выделении областей концентрации наилучших решений) достигаются в том случае, когда принимаются равными и величины зазоров в обеих парах, и амплитуды сил возбуждения.

[1]. Динамика конструкций гидроаэроупругих систем / Фролов К.В., Махутов Н.А., Каплунов С.М. и др. – М.: Наука, 2002. – 397 с.

[2]. Статников И.Н., Фирсов Г.И. Об одной технологии дискретного зондирования пространства исследуемых параметров // Современные информационные технологии. - Пенза: Пензенская гос. технол. академия, 2004. - С.63-68.

ОЦЕНКА МОДАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ С НЕСКОЛЬКИМИ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ

Статников И.Н., Фирсов Г.И.

Институт машиноведения РАН, Москва, Россия

firsovgi@mail.ru

Внутренними характеристиками многомассовой колебательной системы являются ее собственные частоты и формы колебаний. Собственные частоты отличаются от парциальных из-за наличия связи (например упругой связи) между отдельными парциальными подсистемами. При рассмотрении вынужденных колебаний диссипативной системы с несколькими степенями свободы важнейшая роль принадлежит главным нормальным координатам системы, по каждой из которых можно возбудить гармоническое колебание с соответствующей собственной частотой. Если для простоты предположить, что силы трения распределены таким образом, что главные координаты для консервативной системы являются главными и для диссипативной системы, то задача о колебаниях системы с n степенями свободы сводится к n задачам о колебаниях системы с одной степенью свободы:

$$\ddot{q}_k + 2h_k \dot{q}_k + \omega_k^2 q_k = Q_k / M_k, \quad (k = 1, 2, \dots, n),$$

где q_k - нормальная координата, h_k - модальный коэффициент демпфирования, ω_k - собственная частота колебаний, Q_k, M_k - приведенная сила и масса k -ой моды колебаний системы. Известно [1], что метод аналитического сигнала позволяет определить собственную частоту и другие модальные параметры колебательной системы с одной степенью свободы при неизвестной приведенной массе системы. Для системы с несколькими степенями свободы приведенная масса по каждой нормальной координате принимает свое априори неизвестное значение. В данном случае метод аналитического сигнала может применяться для каждой нормальной координаты (резонансной частоты) в отдельности. Это возможно при сканировании мгновенной частоты входного сигнала в пределах частотного диапазона, который включает интересующие исследователя резонансные частоты. Следовательно, модальный анализ многомассовой системы предполагает многократное, в соответствии с числом собственных частот, применение метода аналитического сигнала, основанного на измерении и преобразовании сигналов на входе и выходе колебательной системы.

Естественно, что наибольшая точность определения модальных параметров системы будет в частотной окрестности вблизи каждой k -ой собственной частоты. И наоборот, вдали от резонансов, т.е. на границах частотных интервалов, содержащих соседние собственные частоты, возможны искажения оценок модальных параметров вследствие неточного разложения реальной дис-

сипативной системы по нормальным координатам и влияния посторонних шумов.

Важным вопросом испытаний динамических систем является проблема оценки значения коэффициента статической жесткости системы k , который в большинстве случаев модального анализа априори неизвестен. Рассмотрим случай квазигармонического воздействия на колебательную систему, когда входной сигнал имеет медленно меняющуюся мгновенную частоту, мгновенные частоты сигналов на входе и выходе, практически, совпадают, а производные мгновенных характеристик равны нулю ($\dot{A} = \dot{\beta} = \dot{\omega} = 0$):

$$-\omega^2 + \omega_0^2 + j2h\omega = \frac{X(t)}{Y(t)m} = \frac{A_x(t)e^{-j\varphi_0(t)}}{A(t)m} =$$

$$= \alpha(t) / m + j\beta(t) / m,$$

где A_x - мгновенная амплитуда входного сигнала, φ_0 - сдвиг по фазе между входным и выходным сигналами, $\alpha(t) = A_x(t)\cos\varphi_0(t) / A(t)$, $\beta(t) = A_x(t)\sin\varphi_0(t) / A(t)$ - действительная и мнимая части отношения сигналов на входе и выходе системы. С целью определения величины жесткости $k = m\omega_0^2$ выпишем систему двух уравнений для действительной и мнимых частей:

$$\frac{\dot{A}}{A} - \omega^2 + \omega_0^2 + 2h \frac{\dot{A}}{A} = \frac{a(t)\omega_0^2}{k},$$

$$\frac{2\dot{A}}{A} \omega + \dot{\omega} + 2h\omega = \frac{b(t)\omega_0^2}{k},$$

Здесь первое уравнение системы определяет статическую жесткость в нерезонансных условиях испытаний, а второе - в резонансных, поэтому объединим эти уравнения и запишем результирующую формулу для оценки статической жесткости системы:

$$k(t) = \frac{\omega_0^2 [\alpha(t) + \beta(t)]}{\frac{\ddot{A}}{A} - \omega^2 + \omega_0^2 + 2h \left(\frac{\dot{A}}{A} + \omega \right) + \frac{2\dot{A}}{A} \omega + \dot{\omega}}.$$

Отметим, что в линейной колебательной системе статическая жесткость является постоянной величиной, и, если полученная функция времени $k(t)$ будет переменной, то либо в действительной и мнимых частях отношения сигналов на входе и выходе присутствует посторонний шум, либо система содержит нелинейности.

[1]. Добрынин С.А., Фельдман М.С., Фирсов Г.И. Методы автоматизированного анализа вибрации машин. - М.: Машиностроение, 1987. - 221с.

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА КОНЕЧНОГО СЛОЯ ДЛЯ АНАЛИЗА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ МНОГОСВЯЗНЫХ ОБОЛОЧЕЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Тимонин А.М.

ООО “Прогрестех”, Инженерный департамент в авиакосмической области, Москва, Россия

alexander.timonin@progresstech.aero

Постановка задачи

Методы расчета многосвязных оболочечных конструкций хорошо разработаны и алгоритмизированы. Созданы универсальные вычислительные комплексы [1–3], основанные на точном численном решении краевых задач для систем дифференциальных уравнений теории оболочек [4, 5]. Конструкции рассматриваются как совокупность шпангоутов-узлов и объединяющих их оболочек-связей. Расчет включает в себя решение статически неопределимой задачи и требует многократного решения краевых задач для оболочек-связей.

Обычно зоны локальных утолщений стенки рассматриваются как однослойные более толстые оболочки. В конструкциях из композитных материалов такие утолщения зачастую образованы соединением слоев из материалов с разными физико-механическими характеристиками. Под действием нагрузок здесь возникают межслойные нормальные и касательные напряжения. Эти напряжения являются определяющими для оценки межслойной прочности соединения. Метод расчета таких напряжений – метод конечного слоя предложен в работе [6], где он использован для анализа конструктивных элементов в виде балки-полоски со слоями разной длины. В работах [7, 8] метод распространен на ортотропные пластины с расслоениями и на многослойные оболочки вращения. В данной работе дано развитие метода на подкласс многосвязных безшпангоутных осесимметричных оболочечных конструкций, составленных из оболочек-слоев, непосредственно соединенных между собой. Соединение происходит как по краям, так и по лицевым поверхностям оболочек на участках их контакта. Конструкции рассматриваются как многослойные оболочки со слоями разной геометрии, которые локально соединены между собой (см. рис. 1 и рис. 2, цифры – номера слоев).

Результаты

Разработанный алгоритм расчета дает значения всех функции, описывающих напряженно-деформированное состояние многосвязной конструкции, включая межслойные напряжения на поверхностях соединения слоев. Раскрытие статической неопределимости путем решения системы канонических уравнений метода перемещений заменено условиями равенства перемещений контактных поверхностей слоев, которые используются на этапе формирования разреша-

ющей системы дифференциальных уравнений. Это позволяет расчет конструкции, показанной на рис. 1, выполнить однократным решением краевой задачи одновременно для всех четырех слоев.

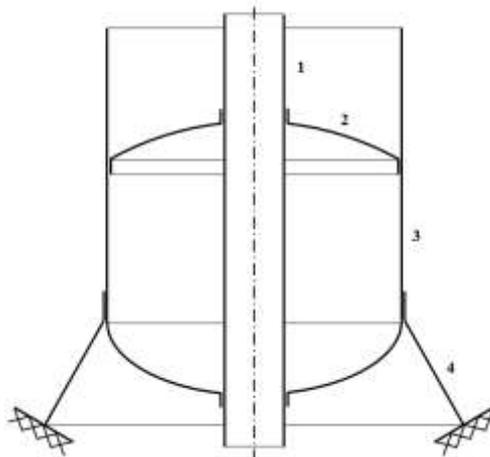


Рис. 1. Цилиндрический бак с внутренней трубой

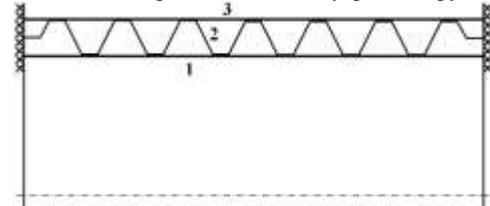


Рис. 2. Трехслойная цилиндрическая оболочка с гофрированным наполнителем

- [1]. Кармишин А.В., Лясковец В.А., Мяченков В.И., Фролов А.Н. Статика и динамика тонкостенных оболочечных конструкций. – Москва: Машиностроение. – 1975.–376с.
- [2]. Мяченков В.И., Григорьев В.И. Расчет составных оболочечных конструкций на ЭВМ: Справочник. – Москва: Машиностроение. – 1981.–216с.
- [3]. Расчеты машиностроительных конструкций методом конечных элементов: Справочник / Под общ. ред. В.И. Мяченкова. – Москва: Машиностроение.– 1989.–520с.
- [4]. Годунов С.К. О численном решении краевых задач для систем линейных обыкновенных дифференциальных уравнений // Успехи мат. наук, 1961, № 3, С. 171–174.
- [5]. Григоренко Я.М. Изотропные и анизотропные слоистые оболочки вращения переменной жесткости. – Киев: Наукова думка. – 1973.–228с.
- [6]. Тимонин А.М. Метод конечного слоя: Единый подход к численному анализу межслойных напряжений, больших прогибов и устойчивости расслоений композитов. Часть 1. Линейные задачи // Механика композитных материалов, 2013, № 3, С. 339–356.
- [7]. Тимонин А.М. Метод конечного слоя: Изгиб и скручивание слоистых пластин с расслоениями // Механика композитных материалов, 2016, № 1, С. 77–104.
- [8]. Тимонин А.М. Численный анализ напряженно-деформированного состояния ортотропной цилиндрической оболочки с надрезанной стенкой // Механика композитных материалов, 2017, (в печати).

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИЙ ТРУБНЫХ СИСТЕМ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ ДЛЯ ОБОСНОВАНИЯ ИХ ВИБРОПРОЧНОСТИ И РЕСУРСА

¹Фесенко Т.Н., ²Корецкий С.А., ¹Шитова Л.И.

¹Институт машиноведения РАН, г. Москва, Россия

²НИКИЭТ им. Н.А. Доллежала, г. Москва, Россия

В докладе рассматривается задача расчета вибраций трубных систем в поперечном потоке жидкости при наличии по длине труб промежуточных опор, поставленных с зазорами. Вибрации такой системы с конструктивной нелинейностью имеют особенности по сравнению с линейной [1, 2].

При учете соударения труб с кольцевыми ограничителями принята модель косоугольного удара с нормальной и тангенциальной составляющими силы реакции опор [1, 2]. Для решения поставленной задачи использовался численный метод Вильсона. Результатами расчетов являются функции перемещений, скоростей, ускорений и их среднеквадратичные значения, напряжения, контактные нагрузки в местах установки промежуточных опор.

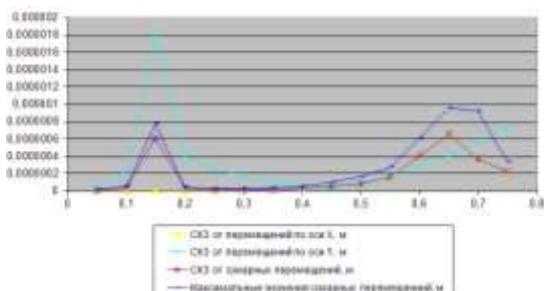


Рис.1. Зависимость параметров вынужденных колебаний труб от скорости потока.

На основании полученных данных был построен график (рис.1) иллюстрирующий изменение исследуемых параметров вынужденных колебаний трубы от скорости потока. Расчетным путем можно определить параметры динамического контакта в сопряжении труб и промежуточных опор, которые являются определяющими для определения величин виброизноса, используя их и данные по вибрациям труб, можно провести оптимизацию конструктивных параметров парогенераторов. Как пример, представлена на рис.2 зависимость контактных усилий для трех типов расположения опор от скорости поперечного потока.

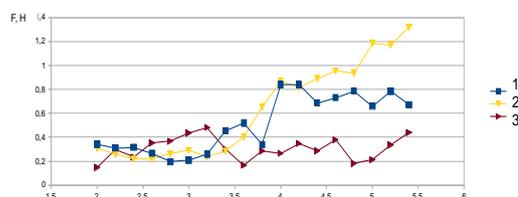


Рис.2. Зависимость контактных усилий для трех типов расположения опор в зависимости от скорости потока.

Используя методы многопараметрической оптимизации и получаемые при расчете параметры вибраций и контактных усилий в дистанционирующих решетках, можно определить наиболее рациональные конструктивные параметры для парогенераторов.

[1]. Каплунов С.М., Фесенко Т.Н., Корецкий С.А. Вибрации трубных пучков под действием поперечного потока жидкости. Проблемы машиностроения и надежности машин. №6, М.: Наука, 2008. – с.29-36.

[2]. Махутов Н.А., Каплунов С.М., Прусс Л.В. Вибрация и долговечность судового энергетического оборудования – Л.: Судостроение -1985. 300с.

РАСЧЁТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЦИКЛИЧЕСКОГО УПРУГОПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ АЛЮМИНИЕВЫХ ПАНЕЛЕЙ, ИЗГОТАВЛИВАЕМЫХ МЕТОДОМ ЭКСТРУЗИИ

Филатов А.Р.

Крыловский государственный научный центр, Санкт-Петербург, Россия
st024540@student.spbu.ru

Объект исследования

В работе исследованы трёхслойные панели из алюминиево-магниевого сплава марки 6005А, перспективные при использовании в надстройках скоростных и высокоскоростных судов.

Цель

Монтаж экструзионных трёхслойных панелей выполняется с помощью сварки, которая является сложным технологическим процессом, изменяющим механические свойства материала панелей (рис. 1).

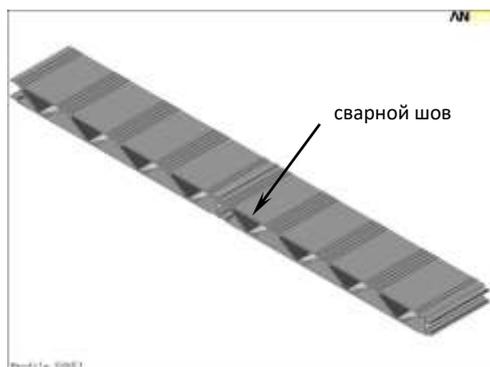


Рис. 1. Модель сварного образца, изготовленного из трёхслойной алюминиевой панели

Для ряда сваренных панелей проведена экспериментальная проверка на малоцикловую усталость и определён характер их разрушения.

Целью данной работы является исследование процесса накопления пластических деформаций в трёхслойных алюминиевых панелях при их циклическом упругопластическом деформировании.

Задачи

Для достижения поставленной цели в работе с помощью метода конечных элементов была решена серия как упругих, так и упругопластических задач, в том числе с циклическим приложением нагрузки во времени, по характеру нагружения повторяющих экспериментальную проверку.

На краях панелей имеются технологические фиксаторы, обеспечивающие удобство монтажа и точность позиционирования при сварке (рис. 2). В эксперименте при деформировании панелей происходит контакт фиксаторов с наружными слоями. Для оценки влияния этого контакта на напряжённно-деформированное состояние (НДС) панелей были решены контактные задачи.

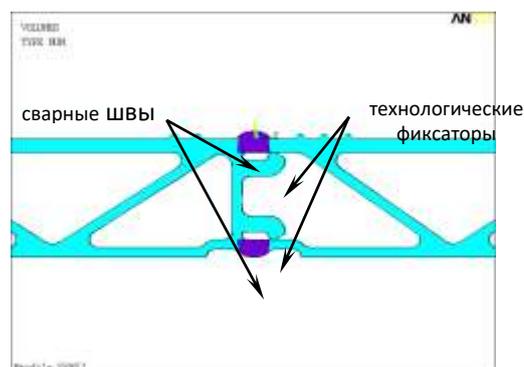


Рис. 2. Сварные швы и технологические фиксаторы

В задаче циклического приложения нагрузки учёт накопления пластических деформаций производился с помощью моделей нелинейного кинематического (Chaboche) и нелинейного изотропного (Voce) упрочнений.

Результаты

В результате решения линейной статической упругой задачи выявлены концентраторы напряжений, совпадающие с местами разрушения панелей при экспериментальной проверке на малоцикловую усталость. Учёт контакта не меняет мест концентрации напряжений, однако приводит к перераспределению внутренних усилий, за счёт чего незначительно снижаются максимальные значения напряжений и прогиба панелей.

В результате решения нелинейной статической упругопластической задачи выявлено, что в концентраторах напряжений образуются пластические деформации. Учёт контакта не меняет формы областей пластического деформирования, но так же незначительно влияет на максимальную величину пластических деформаций.

При решении нелинейной динамической (квазистатической) упругопластической задачи циклического нагружения трёхслойных панелей получено накопление пластических деформаций в местах концентрации напряжений. В этой задаче контакт не учитывался вследствие его слабого влияния на НДС панелей.

ОЦЕНКА СКОРОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ ЧАСТОТЫ ЛЧМ-СИГНАЛА ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНО-ФАЗОВЫМ МЕТОДОМ СПЕКТРАЛЬНОГО АНАЛИЗА

Ханян Г.С.

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, Москва, Россия
khanyan@rtc.ciam.ru

Цель работы

Измерение скорости изменения частоты ЛЧМ-сигнала – процесса гармонических колебаний с линейной частотной модуляцией (когда частота растет или убывает во времени по линейному закону) – является актуальной задачей динамики и прочности машин [1] (выбег ротора авиационного двигателя), радиолокации [2] (эффект Доплера), аэрогидродинамики [3] (лагранжево ускорение частиц) и других разделов науки и техники.

Целью работы является применение для оценки скорости изменения частоты колебаний ЛЧМ-сигнала дифференциально-фазового метода цифровой обработки сигналов, основанного на вычислении взаимного спектра фаз от перекрывающихся фрагментов осциллограммы сигнала.

Идея использования фазовых соотношений для оценки параметров немодулированного гармонического сигнала, основанная на строгом теоретическом анализе свойств преобразования Фурье [4], для модулированного сигнала носит, все же, эмпирический характер. Это обстоятельство лишь подчеркивает наличие «скрытых резервов» в информации, получаемой измерением фазы, что продемонстрировано в работах по оценке декремента затухающих колебаний [5] и глубины гауссовой амплитудной модуляции ЛДА-сигнала [6].

Метод решения

Путем пошагового усечения дискретного преобразования Фурье смежных реализаций процесса колебаний заданной первоначальной длительности строится характеристика – приведенная разность фаз на несущей частоте колебаний с известной скоростью изменения частоты. Типичный, кусочно-линейный вид такой характеристики показан на рис. 1 и рис. 2 для чистого и заметно зашумленного ЛЧМ-сигнала соответственно.

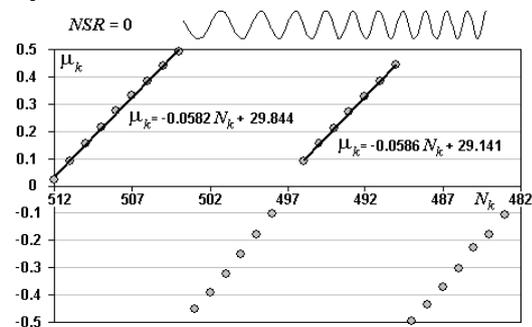


Рис. 1. Характеристика чистого ЛЧМ-сигнала

Обратная функция этой зависимости, построенная в серии численных экспериментов, служит в качестве градуировочной кривой при решении обратной задачи – определения скорости измене-

ния частоты по вычисленному наклону прямой регрессии первого из линейных фрагментов характеристики в реальном эксперименте.

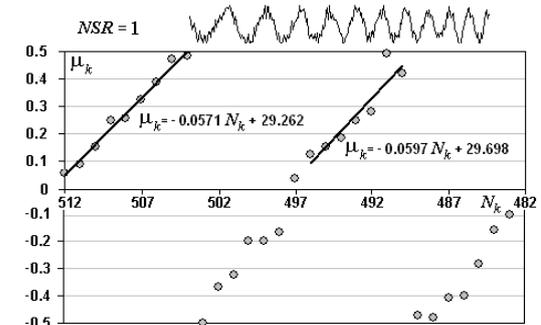


Рис. 2. Характеристика зашумленного ЛЧМ-сигнала

Измерение скорости изменения частоты дифференциально-фазовым методом с учетом шума и систематических ошибок фурье-анализа (просачивание и др.) дает погрешность $\approx 10\%$, что вполне приемлемо при наличии других подходов, конкурирующих по скорости и точности вычислений [7].

Практическая реализация

Метод апробирован в тематической работе ЦИАМ им. П.И. Баранова по диагностике состояния подшипников ротора при проведении стендовых испытаний двигателя гражданской авиации.

[1] Динамика авиационных газотурбинных двигателей / Под ред. И.А. Биргера, Б.Ф. Шорра. – М.: «Машино-строение», 1981, 232с.

[2] Комаров И.В., Смольский С.М. Основы теории радиолокационных систем с непрерывным излучением частотно-модулированных колебаний. М.: Горячая линия – Телеком, 2010. – 392 с.

[3] M. Kinzel, H. Nobach, C. Tropea, and E. Bodenschatz, "Measurement of Lagrangian Acceleration Using the Laser Doppler Technique," in Proc. 13th Int. Symp. on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lisbon, Portugal, 26-29 June, 2006, 11 pp.

[4] Ханян Г.С. Исследование колебаний аэрогидроупругих систем специальными методами дискретного спектрального анализа // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2011, № 3, с. 18-26.

[5] Ханян Г.С., Матюхин Д.В. Оценка декремента колебаний деталей авиационных ГТД из композиционных материалов инверсно-фазовым методом фурье-анализа // «Динамика и прочность конструкций аэроупругих систем. Численные методы». Труды III научно-технической конференции. Сб. тезисов докладов. Москва, ИМАШ РАН, 21-23 октября 2015 г. – М.: Издательство ООО «РИФ «СЕМИР», 2015. – С. 52.

[6] Ханян Г.С. Дифференциально-фазовый метод для определения частоты ЛДА-сигнала // Оптические методы исследования потоков: Труды IX международной научно-технической конференции. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – С.252-255.

[7] M. Wang, A.K. Chan, and Ch. K. Chui, "Linear frequency-modulated signal detection using Radon-ambiguity transform," IEEE Trans. Signal Processing, vol. 46, no. 3, March 1998, pp. 571-586.

ВЛИЯНИЕ КОМПОНЕНТОВ ДЕМПФИРОВАНИЯ НА РАЗВИТИЕ ОБКАТА РОТОРОМ ПОДШИПНИКА С ВОДЯНОЙ СМАЗКОЙ

Шатохин В.Ф.

ОАО «Калужский турбинный завод», Калуга, Россия

Приведены результаты исследования влияния сил, связанных с побочными коэффициентами демпфирования (гироскопических сил), на развитие процесса асинхронного обката ротором подшипника с водяной смазкой. Действие сил демпфирования происходит на фоне других возбуждающих сил в системе ротор-опоры, в частности, возбуждающих сил контактного взаимодействия ротора с подшипником. Рассматривается ротор на опорах при задеваниях о подшипник и развитии самовозбуждающихся колебаний в форме асинхронного [1] обката. Опоры ротора представляют собой подшипники скольжения со смазкой водой. Жёсткостные и демпфирующие силы смазки подшипников скольжения определены по известным алгоритмам с учётом физических свойств воды, как смазки подшипника. Пара скольжения подшипников составлена из тугоплавких материалов. Толщина смазочного слоя в подшипниках такого типа меньше, чем в подшипниках на масле с заливкой баббитом. Слой баббита отсутствует. При возможных нарушениях нормальной работы установки контакт вращающегося ротора происходит непосредственно с жёстким телом вкладыша. Моделирование выполнено с помощью специально разработанного программного комплекса

расчёта колебаний роторов с задеваниями о статорные элементы турбины (насоса). Жёсткость вкладыша подшипника с опорной конструкцией статора задаётся зависимостью в координатах «сила-деформация». При моделировании влияния сил демпфирования критерием оценки является время начала развития асинхронного обката с нарастающими амплитудами колебаний. Увеличение времени развития (затягивание) процесса обката создаёт возможность осуществить необходимые действия при срабатывании системы безопасности агрегата, требующие некоторого временного промежутка. Показано, что гироскопические компоненты демпфирования, способствуют поддержанию развивающегося обката ротором подшипника. Уменьшение их значений в демпферных устройствах и подшипниках приводит к увеличению времени начала развития асинхронного обката с нарастающими амплитудами.

[1] Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин. Учебник для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Издательство МЭИ, 2000. 480 с.

[2] Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. Изд. 2-е переработ. М.: Машиностроение. 1967. 316 с.

[3] Завьялов О.Г. Динамика смазочного слоя и устойчивость работы опор скольжения // Автореф. докт.диссерт. С.-Петербургский гос. универс. 2009. 55 с.

ВЛИЯНИЕ КОМПОНЕНТОВ ДЕМПФИРОВАНИЯ В ОПОРАХ НА ФОРМУ ПРОЯВЛЕНИЯ ОБКАТА РОТОРОМ СТАТОРА

Шатохин В.Ф.

ОАО «Калужский турбинный завод», Калуга, Россия

Задевание ротора о конструкцию, как показывают экспериментальные исследования, обычно возбуждает много гармоник различной частоты. В области высоких частот мощности вибросигнала оказываются достаточно значительными. Исследуемая система ротор-опоры-статор в процессе контактного взаимодействия ротора со статором находится в состоянии неустойчивого равновесия. Действующие на ротор силы способствуют как возбуждению асинхронного* обката, так и его погашению. Определены силы, способствующие возбуждению прямой и обратной прецессии ротора, учёт которых в алгоритме моделирования развития обката ротором статора позволяет исследо-

вать влияние их компонентов на поведение роторной системы. Начальное возбуждение (нарушение нормальной работы) ротора и последующие его нестационарные колебания происходят вследствие внезапной разбалансировки во втором пролёте. Для ротора на трёх опорах приводятся результаты численного моделирования задеваний во втором пролёте и обката ротором статора при изменении компонентов демпфирования (побочных (гироскопических) компонентов b_{ij} ($i \neq j$) матрицы демпфирования) с учётом синергетического эффекта действия на ротор разного рода сил. Показано, что изменение одного из параметров возбуждающих сил приводит к неоднозначности

формы проявления асинхронного обката ротором статора и доказывает существование более одного состояния, к которому стремится система ротор-опоры-статор. Кроме формы обката с постоянным контактом ротора со статором, развиваются колебания ротора в направлении перпендикулярном общей траектории прецессионного движения центра ротора с переходом к виброударному режиму движения. Колебания ротора стремятся к центру симметрии системы (центру расточки статора). Причиной являются компоненты сил жёсткости и демпфирования, действующие в направлении поперечном траектории движения ротора. Приведены рекомендации для исключе-

ния опасных последствий развития асинхронного обката, чреватого большими материальными и престижными потерями.

- [1] Позняк Э.Л. Динамика роторов на подшипниках скольжения. Диссерт. докт. техн. наук. М.: ВНИИЭМ. 1971. 438с.
 [2] Позняк Э.Л. Крутильный удар в валопроводе при внезапной и сильной разбалансировке // Машиноведение. 1987. №5. С.66-74.
 [3] Шатохин В.Ф. Возбуждающие обкат силы при колебаниях ротора с задеваниями о статор // Теплоэнергетика. 2017. № 7. - С.1-11.
 [4] Костюк А.Г., Шатохин В.Ф., Иванов Н.М. Расчёт пороговой мощности крупных турбоагрегатов // Теплоэнергетика. 1974. №3. С.15-19.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДЛЯ ВЕРИФИКАЦИИ ЧИСЛЕННЫХ РАСЧЕТОВ ЗАДАЧИ О КОЛЕБАНИЯХ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ОБОРУДОВАНИЯ В ПОТОКЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Большухин М.А., Будников А.В., Шмелев Е.И., Фомичев В.И., Куликов Д.А., Патрушева А.И.

АО «ОКБМ Африкантов», Нижний Новгород, Россия
shmelevevgeny@okbm.nnov.ru

Введение

Гидродинамические силы, возникающие при обтекании потоком жидкости поверхностей конструкций реакторных установок, приводят к вибрации конструкций. В ряде случаев, например, для пучка труб теплообменного оборудования, топливных сборок, подобные силы могут неблагоприятно сказываться на прочности и усталостной долговечности конструкций.

В настоящее время расчет гидродинамических сил может быть выполнен с использованием CFD программ. Специфическим требованием к CFD расчету гидродинамических сил является необходимость определения не только величины силы, действующей на гидродинамической частоте, но и силы на собственной частоте плохообтекаемого тела, что накладывает дополнительные жесткие требования к уровню точности CFD расчета. Кроме того, в ряде случаев при течении вокруг плохообтекаемого тела возникает эффект синхронизации, заключающийся в сильном взаимном влиянии гидродинамики потока и вибрации конструкции. Учет этого эффекта возможен только при решении связанной задачи гидродинамики потока и колебаний конструкции.

Обзор экспериментальных работ, выполняемых в АО «ОКБМ Африкантов» с целью формирования представительных данных для верификации технологии односторонне и двухсторонне связанного расчета, представлен в настоящем докладе. В докладе также представлены результаты верификации односторонне связанных расчетов

вибрации испытанных конструкций под действием потока.

Описание работ

Верификация связанных расчетов колебаний упругих элементов в потоке теплоносителя проводилась на простых конструкциях: жестко закрепленный консольный цилиндр в поперечном потоке (рис. 1а), жестко закрепленный консольный цилиндр с дисками в продольном потоке (рис. 1б).

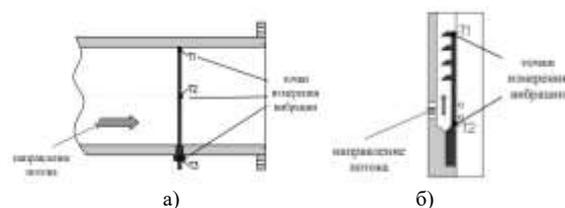


Рис. 1. Конструкция плохообтекаемого тела

Для экспериментального определения динамики тела в пространстве в качестве датчиков применялись акселерометры, установленные на цилиндрах. Исследование гидродинамики потока в окрестности тел выполнялись с помощью PIV метода, а также измерений пульсаций давления на поверхности канала.

Численные расчеты осуществлялись в коммерческих пакетах Ansys CFX, LMS Virtual.Lab.

Результаты

В процессе исследований получены зависимости амплитуды виброускорений на основной час-

тоте срыва, а также на собственной частоте тела от расхода рабочей среды. Определены спектры пульсаций скорости и давления в потоке рабочей среды. Проанализировано влияние на взаимную динамику потока и конструкции процесса синхронизации частоты срыва (гармоники) с собственной частотой тела.

Как показали предварительные результаты верификации, расчетные значения вибрации на режимах до синхронизации удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными. Пример спектра уровней виброускорений цилиндра с дисками при продольном обтекании приведен на рис. 2.

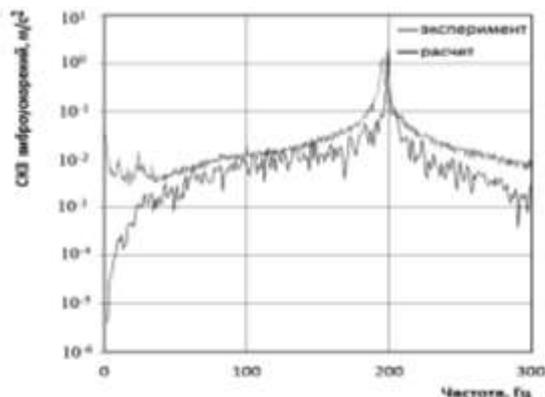


Рис. 2. Спектры уровней виброускорений цилиндра с дисками при продольном обтекании

В настоящее время с использованием подобного подхода в АО «ОКБМ Африкантов» осуществляются тестовые расчеты более сложных элементов конструкции. На основании полученных экспериментальных данных, на предприятии отлаживается методика численных расчетов при решении двусторонне связанной задачи в условиях возможной синхронизации.

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД АНАЛИЗА ПРИЧИН ВИБРОАКТИВНОСТИ ПАРОВОЙ АРМАТУРЫ

Шмелев Е.И., Гантман М.Ю., Маслов М.Г., Патрушев Д.Н.

АО «ОКБМ Африкантов», Нижний Новгород, Россия
shmelevevgeny@okbm.nnov.ru

Введение

Одним из источников, определяющих вибрации трубопроводных систем, является арматура. В большинстве случаев вибрация арматуры имеет гидро(аэро)динамическое происхождение. Исследование причин генерации нестационарных пульсаций давления для ряда трубопроводных систем, например, таких как система подачи пара, из-за высоких значений параметров рабочей среды имеет ряд ограничений по использованию современных методов оптической визуализации турбулентного потока.

В настоящем докладе приводятся результаты применения расчетно-экспериментального метода для анализа причин повышенной виброактивности запорной паровой арматуры.

Описание работ

В рамках исследований причин повышенной виброактивности запорной паровой арматуры проводились испытания на стенде. Анализ спектральных характеристик вибраций, измеренных на корпусе арматуры при разных режимах продувки пара, позволил обнаружить некоторые за-

кономерности. На фоне широкополосной части в спектре вибраций был выделен узкополосный максимум и его гармоники с амплитудой относительно широкополосного спектра до 40 дБ. Выявленная зависимость частоты первого максимума гармонического ряда от скорости потока пара предварительно свидетельствовала о вихревой природе данной частоты. Экспериментальным методом локализовать зону и причину образования вихревых структур не удалось.

Для определения причин появления узкополосных максимумов в спектре вибраций выполнялись численные расчеты пульсаций давления в потоке пара. На рис. 1 приведена мгновенная картина распределения пульсационной составляющей скорости в продольном сечении арматуры. По картине распределения пульсационной составляющей скорости отчетливо видно распространение вихревых структур, срывающихся с кромки в нижней части арматуры. Анализ спектров пульсаций давления показал наличие эквидистантно расположенных максимумов.

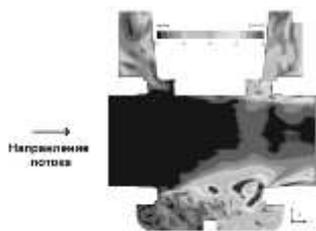


Рис.1 Мгновенная картина распределения пульсационной составляющей скорости

Зависимости частоты узкополосного максимума от скорости потока, полученные с помощью численного моделирования и в ходе испытаний, представлены на рис. 2. Из рисунка видно, что результаты численных расчетов хорошо согласуются с экспериментальными данными.

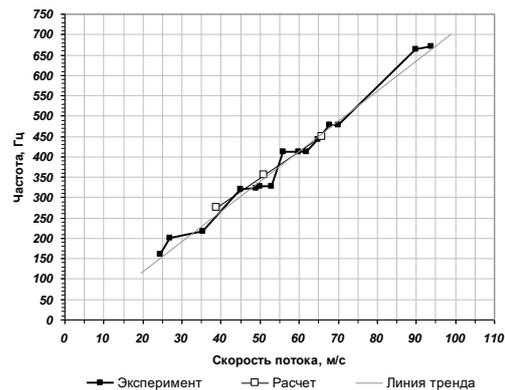


Рис. 2 Зависимость частоты узкополосного максимума от скорости потока. Используя полуэмпирическую формулу Росситера [1] были получены близкие к экспериментальным и расчетным значения частот вихревых структур.

Заключение

Совместный анализ результатов эксперимента и численного моделирования позволил определить основную причину виброактивности арматуры и разработать рекомендации, позволяющие уменьшить ее вибрацию.

[1] Rossiter J.E. Wind tunnel experiments on the flow over rectangular cavities at subsonic and transonic speeds //RAE TR. 64037. 1964 and R&M 3438, Oct. 1964

МОДЕЛИРОВАНИЕ АЭРОУПРУГИХ КОЛЕБАНИЙ ТРУБОПРОВОДА С ПРОТЕКАЮЩЕЙ ЖИДКОСТЬЮ МЕТОДОМ ВИХРЕВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Щеглов Г.А.

ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)», Москва, Россия
shcheglov_ga@bmstu.ru

Трубопроводы являются важнейшим элементом конструкций технических систем [1]. Расчету динамики трубопроводов с протекающей жидкостью посвящено значительное количество работ, однако тема математического моделирования нелинейных колебаний этих гидроупругих систем остается актуальной. В частности, представляет интерес задача о колебаниях трубопровода с протекающей жидкостью в поперечном потоке несжимаемой среды, которая возникает при проектировании теплообменных аппаратов.

Известно, что отрыв вихрей при внешнем обтекании трубы может вызвать резонансные явления или автоколебания. Известно также, что при течении жидкости в криволинейном участке трубопровода образуется зона завихренного течения,

из-за наличия которой возникает местное гидравлическое сопротивление. Подобные вихревые структуры могут образовываться и при течении жидкости в трубопроводе, колебания которого вызваны внешним обтеканием. Неблагоприятное сочетание режимов вихреобразования во внешнем и внутреннем течениях может привести к нерасчетному режиму работы или разрушению трубопровода, а благоприятное – к демпфированию колебаний.

Целью работы является исследование режимов колебаний трубопровода, вызываемых взаимодействием процессов вихреобразования во внутреннем и внешнем течениях.

В докладе рассматривается прямолинейный трубопровод постоянного поперечного сечения,

внутри которого протекает несжимаемая среда, окруженный снаружи безграничным потоком другой несжимаемой среды. Внешний поток движется плоскопараллельно в направлении, перпендикулярном оси трубы. Тепловые эффекты не рассматриваются.

Представлены результаты исследования двух математических моделей, описывающих малые колебания такого трубопровода.

В первой модели внутреннее течение описывается классическим уравнением поперечных колебаний трубопровода с протекающей жидкостью, в котором учитывается ускорение Кориолиса, погонная масса и напор среды [1]. Внешнее течение описывается уравнениями гидродинамики: уравнением сохранения импульса в виде уравнения эволюции завихренности при тождественном выполнении уравнения неразрывности в несжимаемой среде. Таким образом возникает связанная задача гидроупругости, состоящая из двух подсистем, взаимодействие которых осуществляется в силу граничных условий прилипания и распределенной по трубе гидродинамической нагрузки. Для численного решения задачи о колебаниях трубопровода с жидкостью используется метод Бубнова-Галеркина, а для решения задачи внешнего пространственного обтекания используется метод вихревых элементов [2].

Во второй задаче рассматривается связанная задача гидроупругости, состоящая из трех подсистем: упругой трубы, которая считается цилиндрической оболочкой большого удлинения, а также внутреннего и внешнего течений, каждое из которых описывается уравнениями гидромеханики в вихревой постановке. Взаимодействие подси-

стем происходит в силу равенства скоростей сред и стенки трубы, а также в силу баланса поперечных сил в сечениях трубы.

Для численного решения задачи о колебаниях трубы используется метод разложения по собственным формам колебаний, которые находятся методом конечных элементов. Для решения задачи внешнего пространственного обтекания используется метод вихревых элементов [3]. Новизна задачи заключается в том, что метод вихревых элементов используется и для моделирования течения внутри трубы.

Приводятся результаты вычислительных экспериментов: вихревые следы, возникающие при обтекании трубы, вихревые структуры, возникающие в трубе и формы колебаний трубопровода. Сравняются результаты решения двух задач для трубопроводов с одинаковыми проектными параметрами. Обсуждаются вопросы влияния вихреобразования во внутреннем и внешнем течениях на динамику трубопровода.

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (код проекта 17-08-01468 А).

[1] Светлицкий В.А. Механика трубопроводов и шлангов. — М.: Машиностроение, — 1982. - 280 с.

[2] Щеглов Г.А. Использование вихревых элементов для расчета колебаний балки в пространственном потоке // Проблемы машиностроения и надежности машин, 2009, № 4, С.8-12.

[3] Ермаков А.В., Щеглов Г.А. Моделирование аэроупругой динамики двух связанных упругих оболочек, установленных на экране. // Электронное научно-техническое издание Наука и образование, 2015. №1 [Электронный ресурс]. — URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/753164.html> (дата обращения 22.0.2017)