

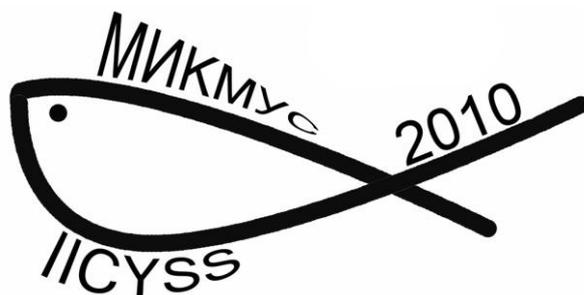
Российская Академия Наук  
Институт машиноведения им.А.А.Благонравова

XXII Международная  
Инновационно-  
ориентированная  
конференция молодых  
учёных и студентов

МИКМУС-2010

Будущее машиностроения России

26-29 октября 2010



Москва 2011

Russian Academy of Sciences  
Institute of Machines Science named by A.A. Blagonravov

## **XXII International Innovation Conference of Young Scientists and Students**

### **ICYSS-2010 Future of Russian Mechanical Engineering**

УДК 62

**XXII Международная инновационно-ориентированная конференция молодых ученых и студентов (МИКМУС - 2010) «Будущее машиностроения России»:** избранные труды конференции с элементами научной школы для молодежи (Москва, 26-29 октября 2010 г.). / М: Изд-во ИМАШ РАН, 2011. – 169 с.

*В сборнике представлены избранные труды Международной инновационно-ориентированной конференции молодых ученых и студентов «Будущее машиностроения России» (МИКМУС- 2010), содержание которых связано с приоритетными направлениями развития машиноведения – науки о машинах:*

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

*Интересы молодых ученых, отраженные в статьях, связаны с надёжностью и долговечностью машин, с нелинейной волновой механикой и технологиями, с анализом рисков и с изучением современных конструкционных материалов, с проектированием машин и синтезом механизмов, с энергетикой и транспортом, с биомеханикой и информационными системами, с диагностикой технических систем.*

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

©ИМАШ РАН, 2011

**ИЗБРАННЫЕ  
ТРУДЫ**

# ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕФОРМИРОВАНИЯ КОМПОЗИЦИОННОГО МАТЕРИАЛА С ПРИМЕНЕНИЕМ ФУНКЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ

## *INVESTIGATION OF DEFORMATION OF COMPOSITE MATERIAL WITH USING FUNCTION OF EFFORT*

**П.В. Бреховских, Н.М.Бодунов** - доц., к.т.н.

Казанский государственный технический университет им.А.Н.Туполева

**Abstract.** Intensively extending introduction of composite materials (CM) in bearing designs of different function (including in the aviation and rocket technics) demands working out of settlement models and the methods considering features of structure and behavior of these materials [1]. Features of CM should be considered at the analysis of durability and rigidity of designs. The estimation of the is intense-deformed condition (IDC) of designs from CM can be realized traditional methods of mechanics of the continuous environment. Computer modeling of processes of manufacturing of details should be based on use of exact mathematical models of the investigated processes presented in the form of the equations mechanics of the continuous environment that allows to exclude many kinds of the errors caused by assumptions, used in the approached design procedures. On the other hand, used mathematical models and algorithms should be convenient for realization on the computer. In this work investigations axis-symmetric deformation of detail rotation, made of one-orientations composite material. Problem of theory of resilience decides with help function of effort and basis functions. The stated algorithm of the decision of a problem of deformation of an anisotropic solid is convenient for realization in systems of the automated designing of processes of manufacturing of the details of different function entering into a design of the aviation and rocket technics. The received results can be used for the decision of problems of parametrical identification and return problems, for example, specifications of the mechanical parameters defining factors of mathematical models on a basis durability of experiment.

В работе рассматриваются материалы, обладающие одной из форм анизотропии свойств, а именно, однородные трансверсально-изотропные материалы, которые в каждой точке имеют плоскость изотропии. Однонаправленные композиционные детали (трубы, стержни, профили, оболочки и др.), в том числе тела вращения, составляют значительную часть в конструкциях современных летательных аппаратов [2]. В работе [3] система уравнений линейной теории упругости для трансверсально-изотропной среды в декартовой системе координат в перемещениях сводилась к решению дифференциальных уравнений в частных производных шестого

порядка (относительно компонент перемещения  $u$  и  $v$ ) и пятого порядка (относительно компоненты перемещения  $w$  в направлении, перпендикулярном плоскости изотропии). Для решения этих уравнений использовался численно-аналитический подход, основанный на аппроксимации искомого решения системой полиномиальных базисных функций. Недостатком данного подхода являются дополнительные вычисления, связанные с необходимостью тождественного удовлетворения исходной системы дифференциальных уравнений в перемещениях за счет подбора внутренних параметров, входящих в полиномиальные решения. Предложенный ниже подход свободен от этих недостатков.

Представим себе тело из упругого однородного трансверсально-изотропного материала, ограниченное одной или несколькими коаксиальными поверхностями вращения, находящееся в равновесии под действием внешних усилий (объемными силами пренебрегаем). Будем считать, что плоскости изотропии, проходящие через каждую точку тела, нормальны к геометрической оси его (оси вращения), а распределение усилий обладает симметрией вращения относительно той же оси. В силу симметрии в распределении усилий и упругой симметрии радиальные сечения останутся плоскими и тело останется телом вращения и в деформированном состоянии, т.е.  $u_r = u_r(r, z)$ ,  $u_\theta = 0$ ,  $w = w(r, z)$ . Составляющие деформаций не зависят от  $\theta$  и вычисляются по следующим формулам [4,5]:

$$\varepsilon_r = \frac{\partial u_r}{\partial r}, \varepsilon_\theta = \frac{u_r}{r}, \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}, \gamma_{rz} = \frac{\partial u_r}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial r}, \gamma_{r\theta} = \gamma_{\theta z} = 0. \quad (1)$$

Для данного случая физические уравнения принимают вид:

$$\begin{aligned} \varepsilon_r &= a_{11}\sigma_r + a_{12}\sigma_\theta + a_{13}\sigma_z; \quad \varepsilon_\theta = a_{12}\sigma_r + a_{11}\sigma_\theta + a_{13}\sigma_z; \\ \varepsilon_z &= a_{13}(\sigma_r + \sigma_\theta) + a_{33}\sigma_z; \quad \varepsilon_{rz} = a_{44}\tau_{rz}, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $a_{ij}$  – упругие постоянные материала;  $a_{11} = 1/E$ ;  $a_{12} = -\nu/E$ ;  $a_{33} = 1/E'$ ;  $a_{13} = -\nu'/E'$ ;  $a_{44} = 1/G'$ ;  $2(a_{11} - a_{12}) = [2(1 + \nu)]/E = 1/G$ ;  $E, E'$  – модули Юнга для растяжения и сжатия в плоскости изотропии и в направлении, перпендикулярном к ней;  $\nu$  – коэффициент Пуассона, характеризующий сокращение в плоскости изотропии при растяжении в той же плоскости;  $\nu'$  – коэффициент Пуассона, характеризующий сокращение в направлении нормальном к плоскости изотропии при растяжении в этой плоскости;  $G = E/[2(1 + \nu)]$ ,  $G'$  – модули сдвига для плоскостей изотропии и перпендикулярных (радиальных).

При осесимметричной деформации трансверсально-изотропного тела, согласно работе [3], все напряжения могут быть выражены через одну функцию напряжений:

$$\begin{aligned}\sigma_r &= -\frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\partial^2 \varphi}{\partial r^2} + \frac{b}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial r} + a \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} \right); \quad \sigma_\theta = -\frac{\partial}{\partial z} \left( b \frac{\partial^2 \varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial r} + a \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} \right); \\ \sigma_z &= -\frac{\partial}{\partial z} \left( c \frac{\partial^2 \varphi}{\partial r^2} + \frac{c}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial r} + d \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} \right); \quad \tau_{rz} = \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\partial^2 \varphi}{\partial r^2} + \frac{c}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial r} + a \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} \right); \end{aligned} \quad (3)$$

$$\tau_{r\theta} = \tau_{z\theta} = 0,$$

$$\text{где } a = \frac{a_{13}(a_{11} - a_{12})}{a_{11}a_{33} - a_{13}^2}; \quad b = \frac{a_{13}(a_{13} + a_{44}) - a_{12}a_{33}}{a_{11}a_{33} - a_{13}^2}; \quad c = \frac{a_{13}(a_{11} - a_{12}) + a_{11}a_{44}}{a_{11}a_{33} - a_{13}^2};$$

$$d = \frac{a_{11}^2 - a_{12}^2}{a_{11}a_{33} - a_{13}^2}.$$

Формулы (1)-(3) описывают НДС в любой точке трансверсально-изотропного тела вращения.

Для того, чтобы удовлетворить всем исходным уравнениям теории упругости для осесимметричной деформации функция напряжений  $\varphi$  должна удовлетворять следующему уравнению:

$$\Delta_1 \Delta_2 \varphi \equiv \frac{\partial^4 \varphi}{\partial r^4} + \frac{2}{r} \frac{\partial^3 \varphi}{\partial r^3} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r^3} \frac{\partial \varphi}{\partial r} + A \frac{\partial^4 \varphi}{\partial r^2 \partial z^2} + \frac{A}{r} \frac{\partial^3 \varphi}{\partial r \partial z^2} + B \frac{\partial^4 \varphi}{\partial z^4} = 0, \quad (4)$$

$$\text{где } \Delta_i = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{s_i^2} \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (i=1,2); \quad s_1 = \sqrt{\frac{a+c+\sqrt{(a+c)^2-4d}}{2d}};$$

$$s_2 = \sqrt{\frac{a+c-\sqrt{(a+c)^2-4d}}{2d}}; \quad A = \frac{1}{s_1^2} + \frac{1}{s_2^2}; \quad B = \frac{1}{s_1^2 s_2^2}.$$

При этом числа  $s_1$  и  $s_2$  могут быть только вещественными и комплексными (но не чисто мнимыми).

Найдем полиномиальные решения уравнения (4), применяя для этого описанную в работах [6,7] методику нахождения полиномиальных решений для канонических уравнений математической физики, основанную на разложении искомых решений по собственным (базисным) функциям. Запишем инвариантное решение уравнения (4) в следующем виде:

$$\varphi(r, z) = r^\alpha J(\eta), \quad (5)$$

где  $\eta = z/r$ ,  $\alpha$  – произвольное действительное число.

Подставив (5) в (4), получим с учетом  $r^{\alpha-6} \neq 0$  обыкновенное дифференциальное уравнение шестого порядка:

$$\begin{aligned} (\eta^4 + A\eta^2 + B)J^{IV} - (2\alpha - 5)(2\eta^3 + A\eta)J^{III} + \eta^2[6(\alpha - 2)^2 - 1]J^{II} + \\ + A(\alpha - 2)^2 J^{II} - (2\alpha - 3)[2(\alpha - 1)(\alpha - 2) - 1]\eta J^I + \alpha^2(\alpha - 2)^2 = 0, \end{aligned} \quad (6)$$

где  $J^I, J^{II}, J^{III}, J^{IV}$  – производные по переменной  $\eta$ .

Решение дифференциального уравнения (6) ищем в виде ряда

$$J(\eta) = \sum_{k=0}^{\infty} c_k \eta^k \quad (7)$$

подставив который в (6) и приравняв коэффициенты ряда при одинаковых степенях  $\eta$ , найдем рекуррентную формулу

$$c_{k+4} = -\frac{\Delta_k}{\Delta_0} \frac{1}{B} c_k - \frac{\Delta_{k+2}}{\Delta_0} \frac{A}{B} c_{k+2}, \quad (8)$$

где  $\Delta_k = k(k-1)(k-2)(k-4\alpha+7) + k(k-1)[6(\alpha-2)^2 - 1] - k(2\alpha-3)[2(\alpha-1)(\alpha-2) - 1] + \alpha^2(\alpha-1)^2$ ;  $\Delta_{k+2} = (\alpha-k-1)^2$ ;  $\Delta_0 = (k+4)(k+3)(k+2)(k+1)$ .

Таким образом, ряд (7) с коэффициентами, определяемыми по формуле (8), и с произвольными значениями  $c_k$  и  $c_{k+2}$ , является общим решением уравнения (6). Рассмотрим решение уравнения (6), которое удовлетворяет условиям однозначности, непрерывности и конечности. При  $k=0$  и  $k=1$  имеем

$$c_4 = -\frac{\alpha^2(\alpha-2)^2}{(k+4)(k+3)(k+2)(k+1)} \frac{1}{B} c_0 - \frac{(\alpha-2)^2}{(k+4)(k+3)} \frac{A}{B} c_2;$$

$$c_5 = -\frac{-(2\alpha-3)[2(\alpha-1)(\alpha-2) - 1] + \alpha^2(\alpha-2)^2}{(k+4)(k+3)(k+2)(k+1)} \frac{1}{B} c_1 - \frac{(\alpha-3)^2}{(k+4)(k+3)} \frac{A}{B} c_3.$$

Пусть  $\alpha = 2$ , тогда  $c_4 = c_6 = c_8 = \dots = 0$ . При этом  $c_0$  и  $c_2$  могут быть произвольными и поэтому могут выступать в качестве коэффициентов, формирующих начальный базис. Аналогично при  $\alpha = 3$  имеем  $c_5 = c_7 = c_9 = \dots = 0$ . Тогда  $c_1$  и  $c_3$  могут быть произвольными и поэтому также могут выступать в качестве коэффициентов, формирующих начальный базис. В результате будем иметь следующие полиномы, являющиеся при различных значениях  $\alpha$  общими решениями уравнения (6):

$$P_{k=1}^{\alpha=1} = c_1; \quad P_{k=0,2}^{\alpha=2} = c_0 + c_2\eta; \quad P_{k=1,3}^{\alpha=3} = c_1\eta + c_3\eta^3;$$

$$P_{k=0,2,4}^{\alpha=4} = c_0 \left( 1 - \frac{8}{3B} \eta^4 \right) + c_2 \left( \eta^2 - \frac{A}{3B} \eta^4 \right);$$

$$P_{k=1,3,5}^{\alpha=5} = c_1 \left( \eta - \frac{8}{15B} \eta^5 \right) + c_3 \left( \eta^3 - \frac{A}{5B} \eta^5 \right);$$

$$P_{k=0,2,4,6}^{\alpha=6} = c_0 \left( 1 - \frac{24}{B} \eta^4 + \frac{16A}{5B^2} \eta^6 \right) + c_2 \left( \eta^2 - \frac{4A}{3B} \eta^4 + \frac{8}{45} \left( \frac{A^2}{B^2} - \frac{1}{B} \right) \eta^6 \right) \text{ и т.д.}$$

Используя принцип суперпозиции решений (5), запишем окончательное решение исходного уравнения (4) в виде:

$$\begin{aligned} \varphi(r, z) = & \sum_{\alpha=1}^N A_{\alpha} r^{\alpha} P_k^{\alpha}(\eta) = A_1 + A_2 (c_{02} r^2 + c_{22} z^2) + A_3 (c_{13} r^2 z + c_{33} z^3) + \\ & + A_4 \left[ c_{04} \left( r^4 - \frac{8}{3B} z^4 \right) + c_{24} \left( r^2 z^2 - \frac{A}{3B} z^4 \right) \right] + \\ & + A_5 \left[ c_{15} \left( r^4 z - \frac{8}{15B} z^5 \right) + c_{35} \left( r^2 z^3 - \frac{A}{5B} z^5 \right) \right] + \\ & + A_6 \left[ c_{06} \left( r^6 - \frac{24}{B} r^2 z^4 + \frac{16A}{5B^2} z^6 \right) + c_{26} \left( r^4 z^2 - \frac{4A}{3B} r^2 z^4 + \frac{8}{45} \left( \frac{A^2}{B^2} - \frac{1}{B} \right) z^6 \right) \right] + \\ & + \dots + A_N r^N P_k^N(\eta). \end{aligned} \quad (9)$$

Граничные условия в случае заданных на боковой поверхности усилий  $R_n$  и  $Z_n$  сводятся к условиям на меридиане поверхности вращения и имеют следующий вид:

$$\sigma_r \cos(n, r) + \tau_{rz} \cos(n, z) = R_n, \quad \tau_{rz} \cos(n, r) + \sigma_z \cos(n, z) = Z_n. \quad (10)$$

При заданных на поверхностях перемещениях  $g_1(l)$  и  $g_2(l)$  имеем условия:

$$u_r = g_1(l), \quad w = g_2(l). \quad (11)$$

В том и другом случае заданные усилия или перемещения можно считать функциями дуги  $l$  меридиана радиального сечения или какого-нибудь другого параметра, определяющего положение точки на этой кривой.

Важно отметить, что функция (9) тождественно удовлетворяет уравнению (4) при любых  $N$  и  $A_{\alpha}$ . Значения внутренних параметров  $c_{0\alpha}, c_{1\alpha}, \dots$  надо выбирать как можно ближе к единице ( $\pm 1$ ) или таким образом, чтобы разброс коэффициентов при базисных функциях был как можно меньшим [6]. Геометрическая размерность исходной граничной задачи понижена на единицу.

В выражении (8)  $A_{\alpha}$  - произвольные коэффициенты, подлежащие определению, количество которых зависит от выбора метода решения граничной задачи и оценки точности приближенного решения. Коэффициенты разложения  $A_{\alpha}$ , обеспечивающие наилучшую аппроксимацию, например, граничных условий (11), найдем из условия минимальности функционала:

$$F = \sum_{i=0}^1 \int_l \left[ \left( (u_r - g_1(l))^{(i)} \right)^2 + \left( (w - g_2(l))^{(i)} \right)^2 \right] W_i dl, \quad (12)$$

где  $W_0(S) > 0$  и  $W_1(S) \geq 0$  – кусочно-непрерывные на поверхности  $l$  весовые функции, которые служат для настройки функционала в соответствии с желаемыми свойствами последовательности приближенных решений (например,  $W_1(l)$  может быть кусочно-постоянной функцией, принимающей наибольшее значение на тех участках границы, где желательна более точная аппроксимация, и равной нулю там, где не требуется малость соответствующей невязки). Задача минимизации функционала (12) эквивалентна краевой задаче (4), (11).

Процедура, описанная выше, дает достаточно простой алгоритм для последовательного построения полиномиальных решений любой степени  $\alpha$  по рекуррентной формуле (8). Квадратурные формулы, введенные в ЭВМ, обеспечивают большую скорость практических расчетов, что важно для решаемых в современных условиях задач многоцелевой оптимизации.

Изложенный алгоритм решения задачи деформирования анизотропного тела удобен для реализации в системах автоматизированного проектирования процессов изготовления деталей различного назначения, входящих в конструкцию авиационной и ракетной техники. Полученные результаты могут быть использованы для решения задач параметрической идентификации и обратных задач, например, уточнения физико-механических параметров, определяющих коэффициенты математических моделей на основе прочностного эксперимента.

### Список литературы

1. Мэттьюз Р., Ролингс Р. Композиционные материалы. Механика и технология. М.: Техносфера, 2004. 408 с.
2. Новые материалы / Под ред. Ю.С. Карабасова. М.: МИСИС, 2002. 736 с.
3. Бодунов Н.М. Использование полиномиальных решений в задачах линейной теории анизотропной среды // Вестник КГТУ им.А.Н.Туполева. 2007. № 3. С.30-33.
4. Лехницкий С.Г. Теория упругости анизотропного тела. М.: Наука, 1977. 416 с.
5. Колтунов М.А., Васильев Ю.Н., Черных В.А. Упругость и прочность цилиндрических тел. М.: Высшая школа, 1975. 526 с.
6. Дружинин Г. В., Закиров И.М., Бодунов Н.М. Базисные функции в приближенных решениях краевых задач. Казань: Изд-во "Фэн", 2000. 376 с.
7. Бодунов Н.М., Дружинин Г.В. Приближенный метод решения двумерной задачи теории упругости с использованием функции напряжений // Вестник КГТУ им.А.Н.Туполева." 1998. № 1. С.55-59.

# ПРОБЛЕМА МОДЕЛИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ (ЭХО) КРУПНОГАБАРИТНЫХ ДЕТАЛЕЙ

## *PROBLEM OF SIMULATION OF ELECTROCHEMICAL WORKING FOR LARGE MACHINE PART*

**А.В. Брылев**  
МГТУ им.Н.Э.Баумана

**Abstract.** The problem connected with selection and monitoring of machining conditions appears during designing of electrochemical machining (ECM) operation for large machine part under current density about 10-100 A/sm<sup>2</sup>. The main parameters of machining conditions include: impressed source voltage, nature of the current, current density, interelectrode gap, electrolyte flow rate.

This parameters should ensure:

- stability course of electrode reactions;
- timely removal of the reaction products from the working space;
- discharge of heat arising during ECM.

Fluid flow stability in a working space is determined by the hydrodynamic conditions which is strongly connected with such parameters as a gas generation and an interelectrode gap (IG) size. If the IG size is less than 0,1 mm, the evident process instability is observed because the electrolyte injection with speed ensuring effective stirring mode is extremely difficult. If the IG size is 0,2 – 0,4 mm the process is stable. However for such IG flow rate could not be increased endlessly as far as a hydraulic resistance of an interelectrode space enlarges and a cavitation hazard appears. The hydrodynamic conditions of electrolyte flow connected with heat phenomena in interelectrode space that accompany ECM process and lead to the electrolyte heating.

Consequently one parameter changing brings changings of other parameters. For example, if there are cavitation gas bubbles evenly distributed in fluid then the electrolyte density decreases in proportion to their relative volume, the contact surface of the electrolyte and the electrode decreases and the local ohmic resistance of the solution increases. These factors lead to a local reducing of metal removal connected with appearing of the surface roughnesses and sometimes to local short surcuits.

The conclusions about the level of different parameters influence on ECM process will be drawn in the article.

Для обработки крупногабаритных деталей типа тел вращения используют разные методы обработки. Один из них, редко используемый, электрохимическая обработка (ЭХО). Одна из схем процесса обработки начинается с опускания в ванну заготовки. Внутри ванны подводится

электрод(ы), форма которого будут определять форму обработанной поверхности детали. В зазор между электродом и заготовкой начинают подавать под давлением электролит, чаще всего состоящий из раствора нейтральных солей, например NaCl, в воде. После установки определённого межэлектродного зазора (МЭЗ) подводят электрический ток. Электролит в зазоре «вскипает» и происходит разрушение поверхности заготовки. После чего электрическую цепь нужно разорвать и повторить подведение «тока» повторно. Поэтому важным этапом подготовки производства является назначение режимов обработки.

Один из режимов - это электрический ток. Постоянные источники тока обеспечивают напряжение питания и плотность тока порядка 10-100 А/см<sup>2</sup>. К другим основным назначаемым режимам относятся: межэлектродный зазор и скорость потока электролита.

В процессе электрохимического формообразования механизм переноса ионов, обычный при электролизе в стационарных ваннах (миграция, диффузия, конвекция), не обеспечивает рабочих условий процесса из-за высокой концентрационной поляризации [1]. Это обуславливает необходимость усиленной циркуляции электролита в межэлектродном промежутке. Предельно допустимая плотность тока при этом в значительной степени определяется скоростью потока электролита, при оптимальных значениях которой создаются благоприятные гидродинамические условия для отвода продуктов растворения металла от поверхности анода.

В общем виде требования к потоку электролита в межэлектродном промежутке можно сформулировать следующим образом:

1. Обеспечение стабильного протекания электродных реакций.
2. Своевременное удаление продуктов этих реакций из рабочей зоны.
3. Отвод тепла, возникающего в процессе электрохимической обработки.

Для конкретных задач электрохимической обработки крупногабаритных тел вращения необходимо оценивать распределение скоростей электролита в межэлектродном пространстве, так как требования могут быть полностью удовлетворены только при обеспечении более или менее равномерного гидродинамического потока по всей обрабатываемой поверхности.

Гидродинамический режим течения вязкой жидкости характеризуется безразмерным числом Рейнольдса [2,3,4]:

$$Re = \frac{u\delta}{\nu}$$

Критерий Re выводится из уравнения движения, характеризует подобие сил внутреннего трения (вязкости).

При значении  $Re = 1000 - 2000$  сохраняется вязкостный, ламинарный режим течения. Длина входного участка, в котором наблюдается

нестационарное течение жидкости, составляет для ламинарного режима примерно  $0,1 \delta Re$ .

При значениях  $Re$  свыше  $2 \cdot 10^3$  возникает турбулентность потока. Следует отметить, что указанное критическое значение  $Re$  может колебаться в определенных пределах в зависимости от условий входа жидкости в зазор и микрогеометрии поверхности.

Кроме того, на гидродинамический режим оказывают влияние процессы, сопровождающие электрохимическую обработку, такие, как газообразование, загрязнение электролита продуктами реакции, нагрев электролита, изменение геометрии межэлектродного промежутка. Например, если в жидкости находятся равномерно распределенные газовые пузырьки, то плотность электролита уменьшается пропорционально их относительному объему, кинематическая вязкость раствора увеличивается [4]; нагрев электролита приводит к уменьшению динамической вязкости жидкости и т.д.

В межэлектродных зазорах высотой  $\delta > 0,1$  мм и при больших значениях  $Re$  коэффициент гидравлических потерь на трение определяется, главным образом, относительной шероховатостью, т.е. отношением высоты микронеровностей на электродах к величине зазора.

Несколько иной характер приобретает гидравлическое сопротивление для зазоров порядка 0,1 мм и менее, поскольку в этом случае действуют законы движения жидкости по капиллярным каналам, т.е. наблюдается влияние стенок канала на все сечение потока. Гидравлическое сопротивление течению жидкости по таким каналам велико ввиду большого градиента скорости  $du/dz$  в направлении, перпендикулярном скорости движения.

На течение жидкости по капиллярным каналам существенное влияние оказывают граничные условия. В гидродинамике принято считать, что жидкость на границе раздела жидкой и твердой фаз не имеет скорости относительно твердого тела. При течении жидкости по капиллярным каналам изменение вязкости жидкости в граничном слое (из-за наличия на границе раздела фаз сил молекулярного и электрического взаимодействия) может оказывать существенное влияние на поток, увеличивая коэффициент сопротивления и уменьшая коэффициент расхода.

Высокое удельное гидравлическое сопротивление (отнесенное к единице длины) при зазорах 0,1 мм и ниже создает значительные сложности для осуществления процесса при высоких плотностях тока, так как при этом весьма затруднена прокачка электролита со скоростями, обеспечивающими эффективный перемешивающий режим [5].

Для расчета технологической системы необходимо знать гидравлическое сопротивление межэлектродного пространства. Гидравлические потери разделяются на местные, возникающие вследствие изменения формы и размеров канала, и потери на трение о стенки канала. Местные потери не играют большой роли в ламинарном потоке.

Для зазоров высотой 0,2 - 0,4 мм удельное гидравлическое сопротивление сравнительно невелико и турбулизация потока достигается при сравнительно невысоких скоростях и перепадах давления на входе и выходе из зазора. Однако при таких зазорах нельзя бесконечно повышать скорость потока, поскольку при этом увеличивается гидравлическое сопротивление межэлектродного пространства и появляется опасность возникновения кавитации. Кавитация появляется в тех местах зазора, где давление жидкости становится ниже, чем упругость насыщенных паров жидкости. Упругость паров значительно увеличивается с ростом температуры. Падение давления в зазоре может происходить вследствие увеличения скорости жидкости в наиболее узких местах зазора.

При кавитации уменьшается контактная поверхность электролита с электродом и увеличивается локальное омическое сопротивление раствора. Это приводит к локальному снижению съема металла, что связано с появлением неровностей на обрабатываемой поверхности, а иногда к местным коротким замыканиям.

С гидродинамическим режимом течения электролита неразрывно связаны тепловые явления в межэлектродном промежутке, сопровождающие процесс электрохимической обработки и ведущие к нагреву электролита.

При этом нужно сделать ряд допущений, а именно:

Растворение металла анода и газовыделение на катоде подчиняется законам Фарадея, причем коэффициент выхода по току для газа и металла считается одинаковым и постоянным. Поверхности электродов считаем эквипотенциальными. Шлам не влияет на изменение электропроводности в МЭЗ, то есть отработанный электролит в рабочую зону возвращается только после тщательной очистки.

Газ, выделившийся в результате электрохимической реакции и нагрева электролита, подчиняется законам идеального газа. В процессе ЭХО газ не растворяется в жидкости [1], а переносится электролитом со скоростью, равной скорости потока. В связи с малыми величинами МЭЗ исследуемой ячейки и большим ее гидравлическим сопротивлением, рассматриваются только случаи, когда скорость двухфазного потока заведомо меньше скорости звука в среде, а, следовательно, электролит несжимаем и загибание канала исключено. Электролит нагревается только за счет джоулева тепла. Считаем, что в результате химической реакции тепло не выделяется и не поглощается, а тепло, выделившееся вследствие вязкого трения, пренебрежимо мало.

Таким образом, рассматривается двухфазная несжимаемая среда, подаваемая с постоянной скоростью в МЭЗ. Изменение скорости потока происходит лишь за счет изменения величины МЭЗ. В момент анодного растворения при циклической ЭХО, гидравлическое сопротивление МЭЗ велико, а условия протекания процесса от цикла к циклу повторяются. Эти

особенности циклической ЭХО позволяют считать поток электролита сплошным без отрыва от стенок и возникновения крупномасштабной турбулентности, а геометрическую форму поверхности анода неизменной в каждом последовательном цикле обработки.

Газ находится в жидкости в виде пузырьков. Пузырьки газа, главным образом, водорода, а при повышении температуры электролита выше точки кипения, и водяного пара образуют газовый клин, постепенно заполняя весь МЭЗ. Хотя на выходе из МЭЗ имеет место некоторая неравномерность распределения пузырьков газа, целесообразно провести осреднение двухфазного потока, в частности, концентрации газовой фазы по поперечному сечению канала. Правомерность такого осреднения неоднократно подробно рассмотрена в работах Л. А. Семаков, например, в работе [6].

Хотя процесс теплообмена сложен и в практических случаях все виды теплопередачи сопутствуют друг другу, считаем, что в условиях ЭХО превалирует вынужденная конвекция, а кондукция и радиационная теплоотдача пренебрежимо малы.

Такая идеализация двухфазного потока электролита позволяет пользоваться одномерной аппроксимацией потока, рассматривая его как несжимаемую фиктивную неразрывную среду с осредненными параметрами, отличными от жидкости и газа, теплопередача в которую осуществляется вынужденной конвекцией. Эти допущения позволяют значительно упростить математическое описание физических явлений, происходящих в МЭЗ при ЭХО на постоянном токе.

Исходя из принципов термодинамики, можно записать, что в любом процессе сообщенная системе теплота ( $Q$ ) равна приращению внутренней энергии системы ( $\Delta U$ ) и работы ( $W$ ), совершенной системой.

$$Q = \Delta U + W$$

В общем случае МЭЗ под действием разжимающих сил совершает работу (работа расширения системы с увеличением ее объема на  $dV$  и преодоление внешнего давления  $p$ ):

$$dW = pdV$$

Эта работа определяется, главным образом, двумя силами: давлением электролита и силами, вызванными изменением температуры в МЭЗ.

Поскольку силы, действующие в МЭЗ пропорциональны режимам обработки и конфигурации МЭЗ при любых режимах ЭХО и геометрических размеров МЭЗ, целесообразно говорить о динамическом подобии при моделировании технологического процесса.

Хотя число этих сил довольно велико (силы инерции, тяжести, вязкости, поверхностного натяжения и т. п.), можно считать, что превалирующее влияние на изменение давления в МЭЗ оказывают: давление

электролита и давления парожидкостной смеси при закипании электролита в МЭЗ.

Проведя ряд опытов, было сделано ряд заключений, подтвердивших ряд предположения:

1. При повышении плотности электрического тока при ЭХО повышается температура газожидкостной смеси в МЭЗ.

2. Газозаполнение в МЭЗ зависит главным образом от плотности тока. При этом кризисе кипения электролита наступает при достижении критического значения удельного теплового потока через МЭЗ.

3. При ЭХО с высокими плотностями тока электролит закипает за сотые доли секунды и дальнейшей его нагрев вызывает нестабильность технологического процесса в МЭЗ.

4. Изменение величины МЭЗ существенно не влияет на температуру нагрева газожидкостной смеси в МЭЗ.

5. При изменении площади обработки при ЭХО температура газожидкостной смеси практически не изменяется

### **Список литературы**

1. Алексеев Г. А., Водяницкий О. А., Мороз И. И. К вопросу о гидродинамике потока электролита при электрохимической обработке // Электрохимические методы обработки металлов: Труды института. (Москва). - 1970. - Выпуск 1. - С. 96 – 111.

2. Милн-Томсон Л. М. Теоретическая гидродинамика: Пер. с англ. Под ред. Н.Н. Моисеева. – М.: Мир, 1964. – 217 с.

3. Некрасов Б.Б. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах. – 2-е, перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1967. - 367с.

4. Nayiard A.T. Viscosity of bubbly oil // Institute of petroleum Journal. -1962. -V. 48, No 461. - P. 47 – 54.

5. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям (физико-механические основы). – М.: Госэнергоиздат, 1975. – 559 с.

6. Семаков Л. А. Некоторые вопросы гидродинамики в задачах электрохимической обработки металлов: Дис....канд.техн.наук. - Казань, 1973. – 153 с.

# ИЗМЕРЕНИЕ МЕТОДОМ PARTICLE IMAGE VELOCIMETRY СРЕДНЕГО ПОЛЯ СКОРОСТИ В ТУРБУЛЕНТНОМ ПОДНЯТОМ ФАКЕЛЕ ПРИ ПЕРИОДИЧЕСКОМ ВОЗМУЩЕНИИ

## *PARTICLE IMAGE VELOCIMETRY MEASUREMENTS OF THE MEAN VELOCITY FIELD IN A TURBULENT LIFTED FLAME UNDER PERIODIC FORCING*

**Т.А. Винокурова, В.М. Дулин – к.ф.-м.н., Ю.С. Козорезов**  
Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН

**Abstract.** The present paper describes the results of Particle Image Velocimetry (PIV) application for the average velocity field measurements in a lifted premixed propane flame. In addition, a periodic forcing of the initial flow velocity was performed in order to enhance stability of the lifted flame via vortices generation before the flame. By using adaptive camera calibration and image processing algorithms, 1 500 instantaneous velocity fields were estimated and averaged. The mean velocity fields for the reacting flows were compared to the isothermal flows at the same inflow conditions. In both cases of the unforced and forced lifted flames, the lowest location of the front's base was determined from the flow acceleration effect on the mean velocity due to thermal expansion. It was observed that the forcing dramatically decreased height of the flame stabilization, but didn't significantly affect turbulent propagation speed of the flame base.

### **Введение**

Механизм стабилизации поднятого пламени (или отсоединенного от горелки факела) исследуется уже на протяжении более 50-ти лет. Одна из базовых моделей, описывающих его стабилизацию, предполагает, что в среднем основании факела (нижняя точка фронта пламени) локализуется в области, где скорость распространения пламени равна средней скорости потока, а также среднее соотношение топливо-окислитель близко к стехиометрическому (Vanquickenborne and Tigglén 1966). Однако, ряд работ (например, Burgess and Lawn 1999) указывает на то, что роль крупномасштабных вихревых структур, характерных для турбулентных струй, также играет существенную роль в механизме стабилизации поднятого пламени. В настоящее время, с развитием оптоэлектронной базы измерительного оборудования и ростом вычислительных мощностей, еще больше возрос интерес к экспериментальному и численному исследованию механизма стабилизации (Ferraris and Wen 2007 и др.). В частности, активно используются бесконтактные методы измерения пространственных

распределений мгновенной скорости, температуры, концентрации радикалов  $\text{OH}^*$  и  $\text{CH}^*$  и т.д. (см., например, Muniz and Mungal 1997, Wu et al. 2006). Ставший к настоящему времени стандартным методом для измерений скорости в потоках жидкости и газа подход Particle Image Velocimetry (PIV) обладает рядом преимуществ – бесконтактность, высокая точность измерения, а также возможность измерять пространственные распределения мгновенной скорости. Такая возможность, несомненно, позволяет исследовать пространственную структуру сложных гидродинамических объектов, в том числе и турбулентных пламен. В частности, в работе Stella et al. (2001), проведен наиболее полный анализ физических аспектов погрешности измерения мгновенной скорости методом PIV в турбулентных пламенах лабораторного масштаба.

Настоящая работа направлена на экспериментальное исследование методом PIV средней структуры течения в поднятом пламени при горении предварительно перемешанной пропано-воздушной смеси. В работе также исследовано влияние внешнего периодического возмущения начальной скорости потока, с целью интенсификации вихревых структур до фронта пламени, на структуру течения и высоту стабилизации факела.

## Описание эксперимента

### Экспериментальный стенд

Схема экспериментальной установки представлена на Рис. 1. Исследование поднятого факела при горении предварительно перемешанных компонент топлива и окислителя при нормальном давлении и температуре было выполнено на открытой горелке мощностью до 7,5 кВт. В качестве горелочной насадки использовалось профилированное сопло Витошинского с выходным диаметром сопла  $d$ , равным 15 мм. Для данного сопла соотношение площадей сечений до и после поджатия равнялось 19. В качестве топлива использовался пропан, в качестве окислителя – атмосферный воздух. Расходы компонент смеси контролировались при помощи системы ротаметров. Коэффициент стехиометрии (избытка топлива)  $\Phi$  определялся как отношение мольной доли топлива в смеси подаваемой из сопла, к мольной доле при стехиометрическом составе. С учетом 21% объемного содержания кислорода в воздухе,  $\Phi$  имеет следующую зависимость от расходов воздуха  $Q_{\text{воздух}}$  и пропана  $Q_{\text{пропан}}$ :

$$\Phi = \frac{(n_{\text{fuel}}/n_{\text{oxidizer}})}{(n_{\text{fuel}}/n_{\text{oxidizer}})_{\text{stoich}}} = 23.6 \frac{Q_{\text{пропан}}}{Q_{\text{воздух}}}$$

В работе  $\Phi$  равнялся 2,5, что соответствовало богатой смеси. Так как относительный объемный расход пропана был существенно меньше расхода воздуха, газодинамические свойства потока в основном характеризовались отношением среднерасходной скорости  $U_0$  смеси к ламинарной скорости

распространения пламени  $S_L \approx 0,4$  м/с, а также числом Рейнольдса, определяемым по расходу  $Q_{\text{воздух}}$  и вязкости  $\nu_{\text{воздух}}$  воздуха:

$$\text{Re}_{\text{воздух}} = \frac{4Q_{\text{воздух}}}{\pi d \nu_{\text{воздух}}}$$

Для внешнего периодического возмущения начальной скорости потока, с целью интенсификации вихревых структур, использовалась система (см. Рис. 1), состоящая из четырех акустических динамиков (аналогичная система описана в работе Broze and Hussain 1996), параллельно подключенных к усилителю и генератору синусоидального сигнала. Подаваемая мощность на динамики контролировалась цифровыми вольтметром и амперметром. Нормированная частота возмущения, т.е. число Струхалья:

$$\text{St} = \frac{fd}{U_0},$$

( $f$  – частота возмущения,  $d$  – диаметр сопла,  $U_0$  – среднерасходная скорость смеси) варьировалась от 0,1 до 3.

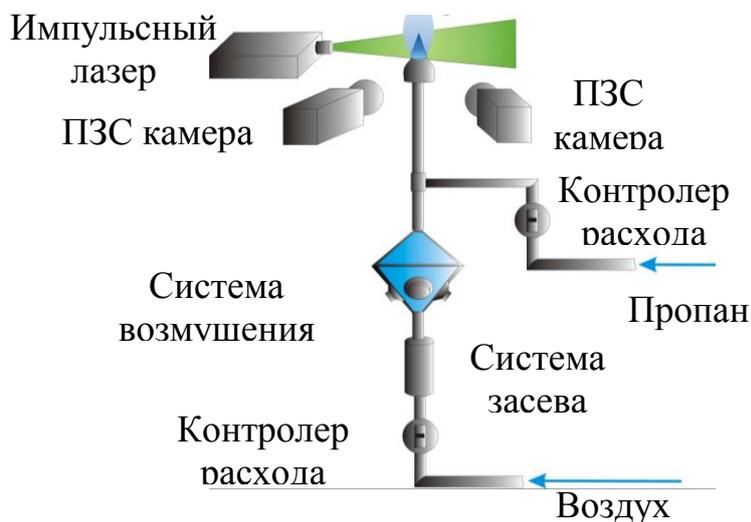


Рис. 1 – Схема экспериментальной установки

### **Измерительное оборудование**

Для измерения мгновенных полей скорости использовалась PIV система «ПОЛИС» в стереоскопической конфигурации. Система является разработкой ИТ СО РАН и состоит из сдвоенного Nd:АИГ импульсного лазера (70 мДж в каждом импульсе длительностью не более 10 нс), двух ПЗС камер (разрешение 2048×2048 пикс, 8 бит, экспозиция 128 мс) и синхронизатора. Задержка между парой импульсов могла варьироваться от 10 мкс до удвоенной длительности экспозиции кадра и в данном эксперименте равнялась 50 мкс. Так как экспозиция камер существенно превышала длительность лазерного импульса, освещавшего трассерные частицы в измерительной плоскости, камеры оснащались узкополосными

оптическими фильтрами, пропускавшими излучение лазера (532 нм) и подавлявшими излучение пламени. Камеры стерео PIV системы располагались под углами в  $\pm 28^\circ$  относительно плоскости измерения. На них были установлены специальные поворотные объективы, позволяющие сфокусировать на плоскость матрицы объект, наблюдающийся под углом относительно оси камеры. Стерео калибровка проводилась при использовании многоуровневой калибровочной мишени и преобразования полиномом третьей степени. Таким образом, дисторсия изображения (см. Маркович и Токарев 2008), вследствие поворота камеры, определялась автоматически. Мишень размером  $150 \times 150$  мм<sup>2</sup> имела три уровня калибровочных маркеров:  $\{-2, 0, +2\}$  мм относительно центра мишени. Для формирования лазерного ножа использовались фокусирующая и цилиндрическая линзы. Измерения проводились в центральной плоскости пламени. Поток засеивался частицами оксида титана (средний диаметр 1 мкм). В соответствии с данными работы (Stella et al. 2001), указанный размер частиц достаточно мал, что позволяло им хорошо отслеживать даже высокочастотные турбулентные пульсации (время релаксации частиц составляло 10 мкс). Управление системой, сбор, хранение и обработка данных осуществлялись при помощи компьютера с программным обеспечением "ActualFlow". Для каждого режима горения было измерено 1 500 мгновенных трехкомпонентных полей скорости, используя итерационный кросскорреляционный алгоритм с последовательным смещением и дроблением расчетных областей (см. Токарев и др. 2007). Детали расчета полей скорости приведены в работе Дулин и др. 2009. На основе мгновенных полей скорости были рассчитаны пространственные распределения средней скорости.

## Результаты

В данном разделе рассматривается структура поля средней скорости в поднятом факеле при периодическом возмущении начальной скорости и без воздействия, а также проведено сравнение структуры течения для реагирующего и изотермического потоков.

На Рис. 2в показана фотография исследованного поднятого пламени ( $Re_{\text{воздух}} = 4\ 100$ ,  $\Phi = 2,5$ ,  $U_0 = 5$  м/с) без периодического воздействия. Можно видеть, что основание фронта пламени расположено на некотором расстоянии от сопла, и его форма является существенно трехмерной. Далее по потоку присутствует область догорания продуктов при перемешивании с внешним воздухом (так как из сопла подавалась богатая смесь), а также наблюдается свечение молекул углерода, образующихся вследствие образования сажи. На Рис. 2а и 2б представлены рассчитанные поля нормированной средней скорости для случая без горения и при наличии химической реакции, соответственно. Видно, что в случае с горением поток

расширяется после прохождения области, где локализуется фронт пламени, вследствие тепловыделения при экзотермической химической реакции. Следует отметить, что основание фронта пламени осциллирует относительно некоторого среднего положения. Определив нижнюю границу области, где на среднее поле скорости имеет место эффект термического расширения, можно определить нижнее положение стабилизации фронта поднятого факела. Для этого на Рис. 3а и 3б представлены распределения разности радиальной и продольной компонент средней скорости между реагирующим и изотермическим потоками.

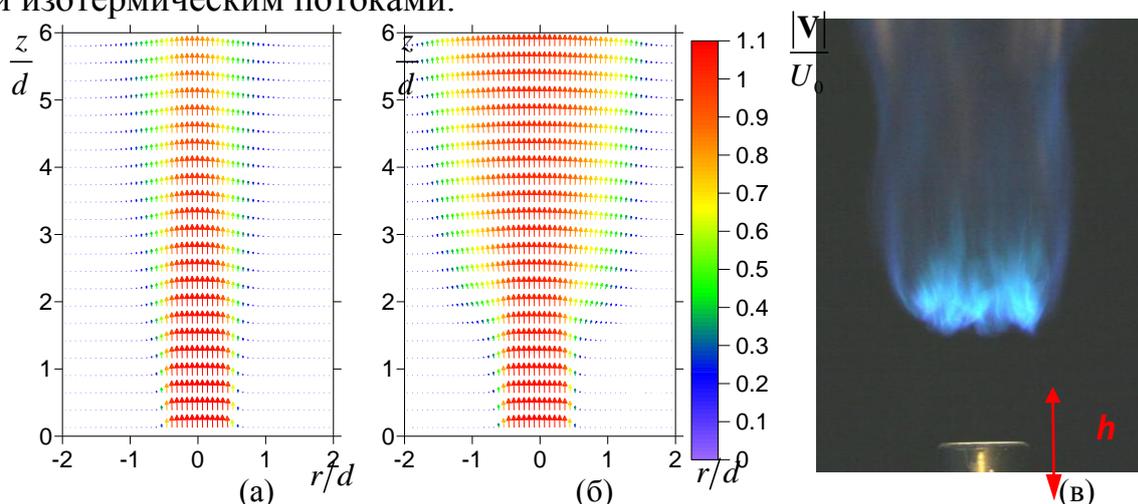


Рис. 2 – Нормированное распределение средней скорости потока (а) без горения и (б) при горении поднятого факела без периодического воздействия ( $a_0/U_0 = 0.06$ ). (в) Фотография пламени.  $Re_{воздух} = 4\ 100$ ,  $\Phi = 2,5$ ,  $U_0 = 5$  м/с

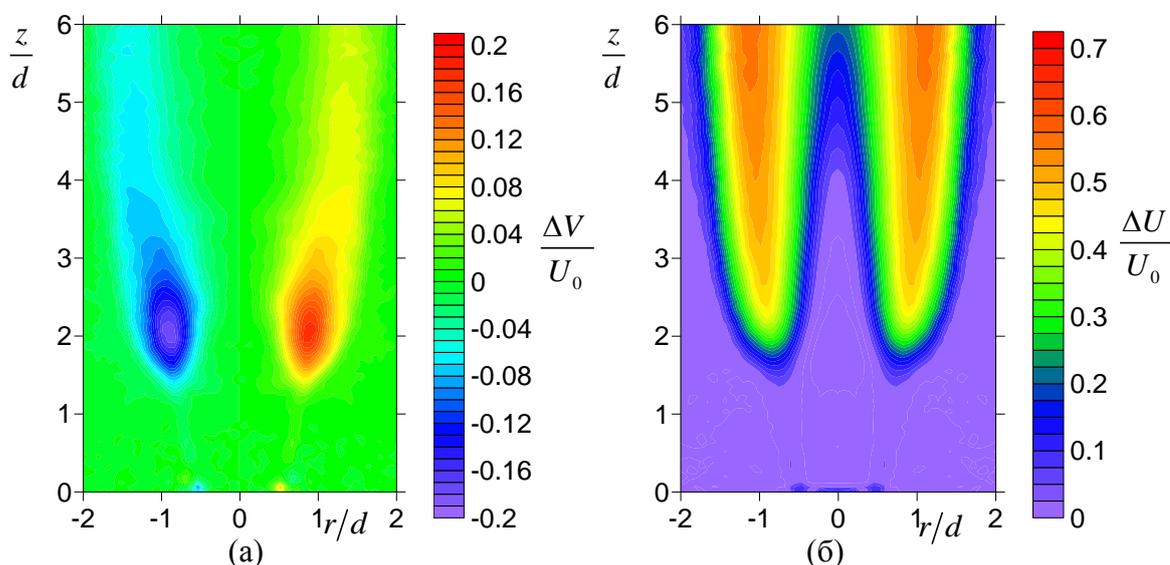


Рис. 3 – Распределение разности (а) радиальной и (б) аксиальной компонент средней скорости поднятого факела и скорости изотермического потока без воздействия.  $Re_{воздух} = 4\ 100$ ,  $\Phi = 2,5$ ,  $U_0 = 5$  м/с

Из распределений установлено, что различие радиальной и продольной компонент средней скорости между потоками вследствие термического

расширения наблюдается, начиная с  $r/d = 0,75$ ,  $z/d = 1,3$ . Таким образом, можно оценить нижнюю границу высоты стабилизации основания поднятого пламени  $h/d = 1,3$ . Сравнивая полученное значение с результатами визуализации, выполненной другими авторами, установлено, что эмпирическая зависимость, полученная для диффузионного (не перемешанного на выходе из сопла) метанового пламени в работе (Peter and Williams 1983),

$$h/d = 3,6 \times 10^{-3} U_0/d = 1.2$$

приводит к значению, сравнительно близкому к высоте, определенной в данном исследовании. Так как в нижней точке пламени нормаль к фронту направлена против оси  $z$ , то скорость турбулентного распространения фронта пламени в этой точке эквивалентна средней аксиальной скорости потока вдоль оси  $z$ , то есть  $U$ . Установлено, что скорость турбулентного распространения пламени равнялась  $0,83 \text{ м/с} \pm 12\%$ , что примерно в два раза больше скорости ламинарного распространения пламени  $S_L$  для стехиометрической пропано-воздушной смеси.

Далее рассмотрим структуру течения для поднятого пламени ( $Re_{\text{воздух}} = 4100$  и  $\Phi = 2,5$ ) при периодическом воздействии с частотой 300 Гц (амплитуда  $a_f$ , определяемая как интенсивность пульсаций продольной скорости на кромке сопла, составляла 10% от среднерасходной скорости  $U_0$ , без воздействия  $a_0$  равнялась 6%). В данной работе рассмотрен случай воздействия с частотой 300 Гц, так как предварительная визуализация показала, что воздействие на этой частоте наиболее эффективно увеличивает стабильность пламени (т.е. расширяет пределы устойчивого горения такого режима) в широком диапазоне рассмотренных расходов ( $Re_{\text{воздух}}$  от 2 000 до 8 000).

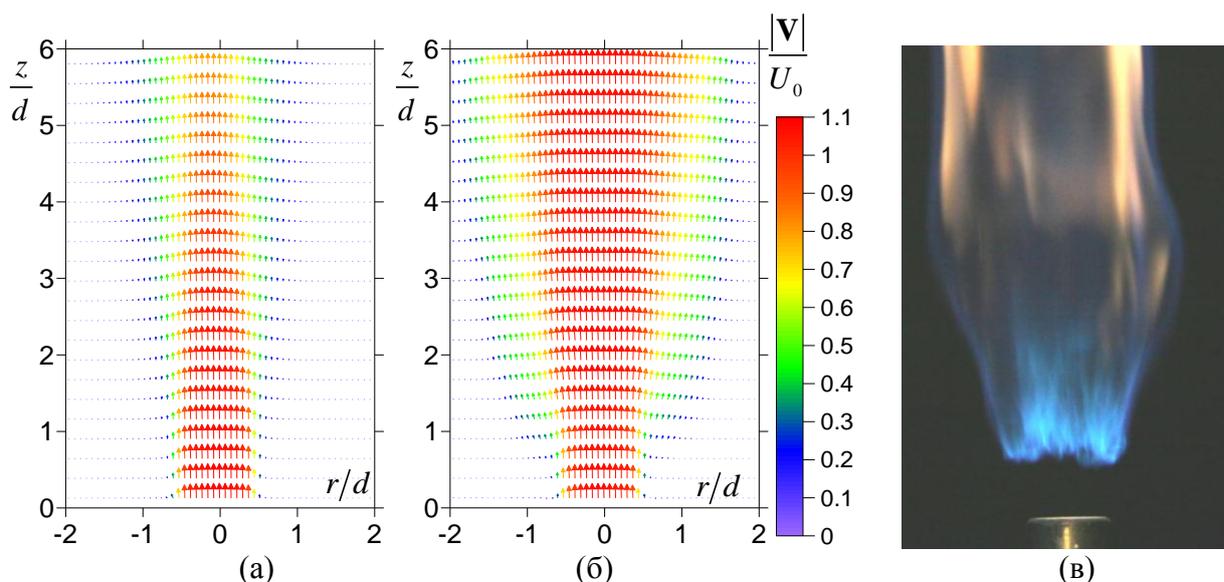


Рис. 4 – Нормированное распределение средней скорости потока (а) без горения и (б) при горении поднятого факела при внешнем периодическом возмущении с частотой 300 Гц ( $St = 1.1$ ,  $a_f/U_0 = 0.1$ ). (в) Фотография пламени.  $Re_{\text{воздух}} = 4\ 100$ ,  $\Phi = 2,5$ ,  $U_0 = 5 \text{ м/с}$

Фотография поднятого факела при периодическом возмущении на данной частоте показана на Рис. 4. Существенным отличием от случая без воздействия является значительное уменьшение расстояния между соплом и основанием фронта пламени, а также уменьшение амплитуды осцилляции положения фронта пламени относительно средней высоты. Пространственные распределения нормированной средней скорости для изотермического и реагирующего потоков при периодическом воздействии представлены на Рис. 4а и 4б, соответственно. Сравнивая Рис. 2а и 4а, распределения средней скорости изотермического потока без воздействия и при периодическом возмущении практически не отличаются, в то время как для структуры реагирующего течения термическое расширение потока наблюдается значительно раньше при воздействии (Рис.2б и 4б). Как указывалось выше, в среднем нижнее положение фронта поднятого пламени можно определить по эффекту термического расширения на среднее поле скорости. Из Рис. 5а и 5б видно, что существенное различие радиальной и продольной компонент средней скорости потока между изотермическим и реагирующим потоками начинается с  $r/d = 0,67$ ,  $z/d = 0,45$ . Это соответствует наблюдаемому эффекту уменьшения высоты стабилизации пламени. Таким образом, при периодическом возмущении наименьшая высота стабилизации существенно уменьшилась и стала равной  $h/d = 0,45$ . При этом анализ среднего поля скорости в этой точке показал, что в пределах погрешности, скорость турбулентного распространения основания фронта пламени принципиально не изменилась.

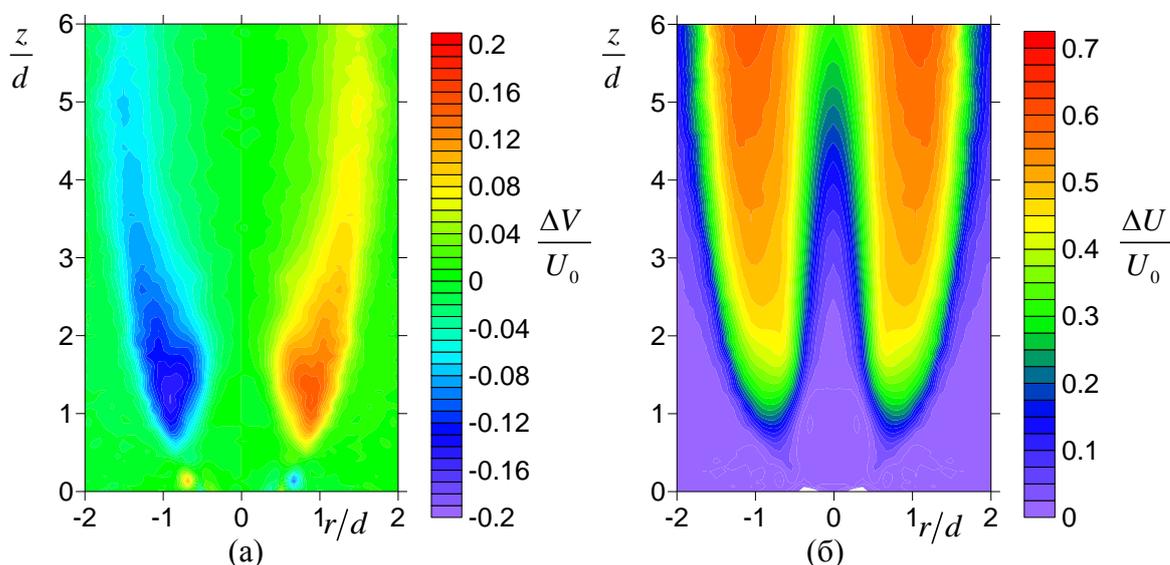


Рис. 5 – Распределение разности (а) радиальной и (б) аксиальной компонент средней скорости поднятого факела и скорости изотермического потока при внешнем периодическом возмущении с частотой 300 Гц ( $St = 1.1$ ,  $a_f/U_0 = 0.1$ ).  $Re_{воздух} = 4\ 100$ ,  $\Phi = 2,5$ ,  $U_0 = 5$  м/с

## **Заключение**

В данной работе проведено экспериментальное исследование структуры течения в поднятом пламени пропано-воздушной смеси при помощи метода PIV. Рассмотрен эффект наложения дополнительных осцилляций на начальную скорость потока (периодического возмущения). Использование метода позволило получить поля мгновенной скорости, по которым были рассчитаны пространственные распределения средней скорости. Из визуализации эффекта внешнего периодического возмущения установлено, что при частоте 300 Гц имело место наиболее эффективное повышение стабильности поднятого пламени. При этом, как показали рассчитанные распределения средней скорости потока, не смотря на интенсификацию турбулентных флуктуаций вблизи сопла за счет наложения дополнительных осцилляций, скорость турбулентного распространения основания поднятого пламени существенно не изменилась.

## **Благодарности**

Данная работа была выполнена при поддержке Федеральной Целевой Программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы.

## **Список литературы**

1. Дулин В.М., Козорезов Ю.С., Маркович Д.М., Токарев М.П. Исследование газодинамической структуры потока в закрученном турбулентном пламени стереоскопическим методом цифровой трассерной визуализации. // Вестник НГУ. Серия: Физика, 2009, Том 4., с. 30-42
2. Токарев М.П., Маркович Д.М., Бильский А.В. Адаптивные алгоритмы обработки изображений частиц для расчета мгновенных полей скорости. // Выч. Тенхологии, 2007, Т. 2, С. 1-23
3. Маркович Д.М., Токарев М.П. Алгоритмы реконструкции трехкомпонентного поля скорости в методе Stereo PIV. // Вычислительные методы и программирование. 2008. Т. 9. С. 311–326.
4. Broze G., Hussain F. Transitions to chaos in a forced jet: intermittency, tangent bifurcations and hysteresis. // J. Fluid Mech. 1996. Vol. 311, pp. 37-71
5. Burgess C.P., Lawn C.J. The premixture model of turbulent burning to describe lifted jet flames // Combust. Flame, 1999, Vol. 119, pp. 95-108
6. Ferraris S.A., Wen J.X. Large eddy simulation of a lifted turbulent jet flame. // Combust. Flame, 2007, Vol. 150, pp. 320-339
7. Muniz L., Mungal M.G. Instantaneous flame-stabilization velocities in lifted-jet diffusion flames. // Combust. Flame, 1997, Vol. 111, pp. 16-31
8. Peters N., Williams F. A. Lift-off characteristics of turbulent jet diffusion flames // AIAA 1983, Vol. 21, pp. 423-429

9. Stella A., Guj G., Kompenhans J., Raffel M., Richard H. Application of particle image velocimetry to combusting flows: design considerations and uncertainty assessment. // *Exp. Fluids* 2001. Vol. 30, pp. 167-180
10. Vanquickenborne L., Tigglen A. The stabilization mechanism of lifted diffusion flames. // *Comb. Flame*, 1966, Vol. 10, pp. 59-69
11. Wu C.-Y., Chao Y.-C., Cheng T.-S., Li Y.-H., Lee K.-Y., Yuan T. The blowout mechanism of turbulent jet diffusion flames. // *Combust. Flame*, 2006. Vol. 145, pp. 481–494

# ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ ДЛЯ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

## RESEARCH OF THE EFFICIENCY OF HEAT PUMP FOR HEATING SYSTEMS

М.Д.Дильман<sup>1</sup> – с.н.с., к.т.н., М.С.Ионов<sup>2</sup> – инженер, бакалавр

<sup>1</sup> Институт энергетических исследований РАН

<sup>2</sup> Московский энергетический институт (Технический университет)

**Abstract.** The efficiency of use of Heat Pump Unit (HPU) for heating systems of modern low-rise houses is analyzed. The results of technical and economical comparison of heating and hot water systems based on heat pump with alternative heating systems for various regions of Russia are given.

HPU is an ecologically pure heating system, allows to get a heat energy from low potential heat sources. Consuming 1 kW of electric power in HPU drive one can get 3-4 and, with some conditions, 5-6 kW of heat power. At the same time, heating systems based on HPU require large capital investments in comparison with the gas boilers and electrical boilers, and have a number of restrictions connected with low potentiality of utilized heat. For overcoming these restrictions, the technical and scheme solutions demanding additional capital investments for heating surface and additional sources of energy are required. Currently, HPU cannot compete with gas boilers. The economical niche of HPU includes not-gas-supplied areas; their rival technology is electrical boilers. With the tariff for electrical energy increasing, or with the capital investments into HPU being reduced by 40% and more, HPU can turn out more efficient than electrical boilers.

Применение тепловых насосов является в России принципиально новым подходом к теплоснабжению малоэтажной застройки. Теплонасосная установка (ТНУ) - экологически чистая система отопления, позволяющая получать тепло для отопления и горячего водоснабжения за счет использования низкопотенциальных источников и переноса его к теплоносителю с более высокой температурой. Затрачивая 1 кВт электроэнергии в приводе ТНУ, можно получить 3-4, а при определенных условиях и 5-6 кВт тепловой энергии. Срок службы теплового насоса до капремонта 15-20 лет. ТНУ работают в автоматическом режиме, обслуживание заключается в сезонном техническом осмотре и периодическом контроле режима работы.

Источники тепла для ТНУ бывают двух основных видов: 1) вторичные энергетические ресурсы, т.е. сбросное низкопотенциальное тепло - сточные воды, вентиляционные выбросы и т. п. и 2) нетрадиционные возобновляемые

источники энергии – теплота окружающего воздуха, грунтовые и артезианские воды, водоемы, теплота грунта и земных недр и т. п.

ТНУ включает компрессор, испаритель, конденсатор и три контура – хладагента (фреона), водяной источника сбросного тепла и водяной потребителя тепла. По трубкам испарителя циркулирует вода из источника сбросного тепла. Путем регулировки давления дросселем настраивается такой расход фреона, при котором обеспечивается его вскипание в испарителе и, следовательно, отбор теплоты у воды. Охлажденная вода сбрасывается в другую скважину, а газообразный фреон сжимается компрессором, нагревается и направляется в конденсатор, где происходит передача теплоты от фреона к воде контура потребителя тепла, охлаждение фреона и его конденсация. Жидкий фреон стекает на дно конденсатора, откуда через дроссель вновь поступает в испаритель. Т.о., тепловой насос представляет собой «холодильник наоборот». В отличие от холодильной установки, отбирающей теплоту у объекта, который требуется охладить, и сбрасывающей ее в окружающую среду, ТНУ отбирает теплоту у объектов окружающей среды и «сбрасывает» ее объекту, который требуется нагреть. Название «тепловой насос» установка получила за образное представление «перекачки» тепла, за счет использования электрического привода, с более низкого температурного уровня на более высокий. Отметим, что ТНУ расходует электроэнергию не на выработку тепла, как электрообогреватель, а лишь на перемещение хладагента по тракту. Основная же часть тепла (65-80%) передается потребителю от источника сбросного тепла.

ТНУ могут работать в различных эксплуатационных режимах. В моновалентном режиме тепловой насос покрывает всю потребность в тепле для отопления и горячего водоснабжения (ГВС). В бивалентном режиме параллельно с тепловым насосом устанавливается дополнительный источник тепла, включающийся при падении температуры наружного воздуха ниже определенного значения. Бивалентный режим может быть моноэнергетическим – с дополнительным электрическим подогревателем - либо использовать дополнительный источник тепла на органическом топливе.

За рубежом теплонасосная техника находит широкое применение уже более 30 лет. Серьезная работа по внедрению тепловых насосов началась в 1970е годы, "толчком" для этого послужил мировой энергетический кризис. По прогнозам, к 2020 г. в передовых странах доля теплоснабжения на базе тепловых насосов составит 75%. Высокие и часто непредсказуемые цены на топливо, строительные нормы, направленное на снижение выбросов парниковых газов законодательство по энергоэффективности, относительно мягкий климат, государственная поддержка, возможность применения ТНУ наряду с отоплением для ГВС и кондиционирования – все это обеспечило столь широкое распространение за рубежом тепловых насосов.

В нашей стране опыт использования тепловых насосов на цели теплоснабжения не очень большой. В настоящее время в России ТНУ эксплуатируются менее чем на 30 крупных объектах. Несмотря на это, с ростом цен на топливо и электроэнергию и повышением экологических требований целесообразность их использования возрастает.

Наряду с достоинствами, ТНУ имеют ряд ограничений, требующих применения более сложных схем теплоснабжения по сравнению с традиционными системами и обуславливающих разную степень эффективности ТНУ в разных регионах. Остановимся на них.

*1. Высокие удельные капитальные вложения.* Рынок теплонасосной техники в России только формируется. В основном, на сегодняшний день представлены тепловые насосы зарубежного производства (Германия, Австрия, США), и они достаточно дороги. Кроме стоимости основного оборудования, его монтажа и наладки, для геотермальных ТНУ требуются дорогостоящие буровые работы на глубине 50-100 м - так, для условий центральных регионов только стоимость работ по бурению скважины оценивается в 1,8-3,0 тыс. руб. за погонный метр. Применительно к диапазону установленной мощности, соответствующему тепловой нагрузке малоэтажной застройки, комплект ТНУ с подключением и бурением скважины стоит дороже, чем установка газового или электрического котла "под ключ". В целом, установка системы с ТНУ дороже теплоснабжения от котла в 2,4-2,8 раз.

Из-за того, что удельные капиталовложения в ТНУ существенно выше, чем в альтернативные нагреватели, тепловой насос устанавливается лишь на часть - назовем ее базовой - расчетной отопительной нагрузки с покрытием пиковой нагрузки от более дешевого нагревателя. Определение доли нагрузки теплового насоса в общей тепловой нагрузке потребителя – оптимизационная задача, которая решается в каждом конкретном случае. Ее результат зависит от схемы теплоснабжения дома, плотности графика продолжительности стояния температур наружного воздуха в регионе, соотношения стоимости теплового насоса и пикового нагревателя, стоимости электроэнергии в регионе.

*2. Ограничения по температуре на выходе из теплового насоса.* Максимальная температура, которую может обеспечить греющий контур геотермальных тепловых насосов, как правило, составляет 55°C, у отдельных моделей - 60-65°C. При принятом в нашей стране центральном качественном регулировании отопительной нагрузки температура воды в прямом и обратном трубопроводах зависят от температуры наружного воздуха  $t_n$ . Максимальная температура воды в прямом и обратном трубопроводах составляет 95 и 70°C соответственно. Температурный график стандартной отопительной системы с радиаторами 95/70°C для г. Москвы показан сплошными линиями на рис. 1.

Из рис. 1 видно, что для поддержания температуры воздуха в отапливаемом помещении на заданном уровне уже при  $t_{н} \leq -12^{\circ}\text{C}$  температура воды в обратном трубопроводе должна быть выше максимальной температуры подачи теплового насоса (показана горизонтальной линией), что означает его фактическое выключение и покрытие всей отопительной нагрузки дополнительным источником тепла (т.н. бивалентно-альтернативный режим). Это требует установки дополнительного источника на полную нагрузку и сильно удорожает систему. Указанное ограничение является существенным. Например, для Москвы среднегодовое число часов с  $t_{н} \leq -12^{\circ}\text{C}$  составляет 4480 ч.

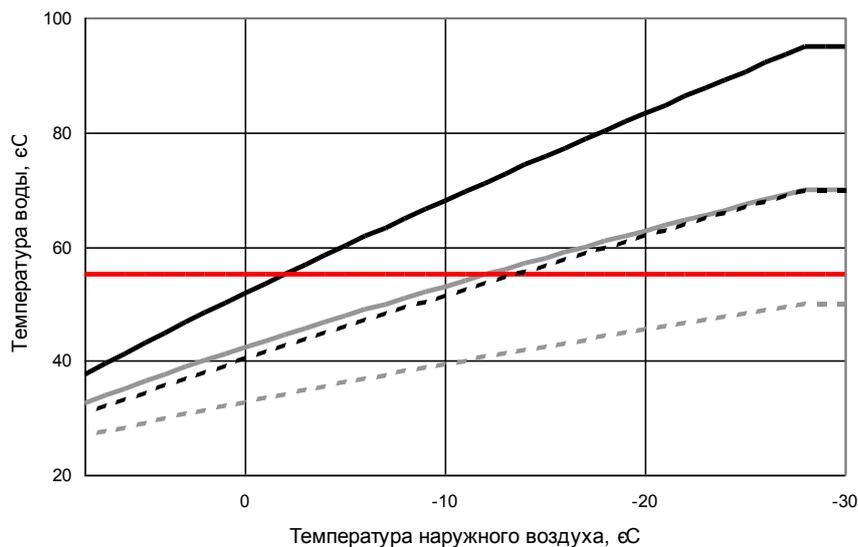


Рис. 1 - Температура прямой и обратной воды стандартной системы отопления радиаторами для условий Москвы

высокотемпературная система: — - прямая вода; — - обратная вода;  
 низкотемпературная система: - - - - прямая вода; - - - - обратная вода;  
 — - максимальная температура воды на выходе из теплового насоса

Для того, чтобы тепловой насос мог работать в течение всего отопительного периода и максимально реализовать свой энергосберегающий потенциал, возможно использование низкотемпературной системы отопления. Так, при температурном графике 70/50°C (рис. 1, пунктирные линии) и ниже возможно использование теплового насоса в течение всего отопительного периода, однако потребуется увеличить площадь отопительных приборов, что влечет дополнительные затраты.

Основные схемы систем теплоснабжения дома, применяемые для преодоления указанных ограничений, можно разделить на последовательные и параллельные с точки зрения включения теплового насоса и пикового источника тепла. При последовательной схеме вода, нагретая тепловым насосом, поступает в радиаторы. Это происходит при таких температурах наружного воздуха, при которых ее температуры достаточно для покрытия нагрузки потребителя. При более холодной погоде включается пиковый источник. При параллельной схеме с пиковым электрообогревателем

нагретая тепловым насосом вода подается в радиаторы на протяжении всего отопительного периода. Однако, начиная с определенных температур наружного воздуха (+1÷-10°C, в зависимости от региона), для поддержания нормативной температуры воздуха в помещениях требуется генерация недостающего тепла. В качестве его источника может быть использован газовый котел, котел на жидком топливе, электрокотел, нагреватель конвективного или инфракрасного типа, что также влечет дополнительные затраты.

Схема теплоснабжения, при которой тепловой насос подает горячую воду в систему "Теплый пол", также работает на протяжении всего отопительного периода. Также как в параллельной схеме с пиковым электрообогревателем конвекционного типа, начиная с определенных температур наружного воздуха для поддержания нормативной температуры воздуха в помещениях требуется дополнительная генерация тепла. Температура наружного воздуха, ниже которой требуется включение пикового нагревателя, зависит, кроме уже указанных факторов, от величины полезной тепловой мощности системы "Теплый пол" (как правило, площадь укладки «теплого пола» не превышает 60-70% отапливаемой площади).

3. *Неоднородность теплового потенциала грунта в региональном разрезе.* Температура грунта, как на поверхности, так и на глубине, в разных регионах различна. Потенциал грунта как источника тепла для южных регионов существенно выше, чем для северных. Чем выше температура грунта, тем выше коэффициент трансформации, определяемый по формуле

$$\varphi = Q / N_{ТНУ},$$

где  $Q$  – тепловая мощность ТНУ;  $N_{ТНУ}$  – электрическая мощность, потребляемая компрессором ТНУ.

В таблице 1 представлены рассчитанные нами значения температур грунта и среднегодовые коэффициенты трансформации, полученные на основе рабочих характеристик теплового насоса Vitocal 300 (Германия), для разных регионов. Чем выше среднегодовой коэффициент трансформации, тем меньше электроэнергии тратит ТНУ на выработку одного и того же количества тепла. Здесь и далее результаты расчетов для севера России представлены применительно к г. Архангельск, для центра – применительно к Москве, юга – г. Пятигорск.

Таблица 1  
Температура грунта и коэффициент трансформации ТНУ

Показатель	Север	Центр	Юг
Температура грунта на глубине 50 м / 100 м, °С	4/5	10/11	15/16
Среднегодовой коэффициент трансформации	2,9	3,2	3,5

4. *Учет фактора охлаждения грунта.* Использование тепла грунтового массива к концу отопительного сезона вызывает вблизи труб системы

теплосбора понижение температуры грунта, которое в условиях большей части территории России не успевает компенсироваться в летний период, и к началу следующего отопительного сезона грунт выходит с пониженным температурным потенциалом [1]. На юге этот фактор выражен слабее, чем на севере. При проектировании систем теплоснабжения необходим учет охлаждения грунта, вызванного многолетним теплосбором, и использование в качестве расчетного температурный потенциал грунта, ожидаемый на 5-й год эксплуатации ТНУ [2], что делает теплоснабжение от ТНУ еще более затратным.

Таким образом, и последовательная, и параллельная схема теплоснабжения дома с использованием ТНУ требует установки пикового источника тепла и дополнительных поверхностей теплообмена, тип и мощность которых определяется для каждого случая в результате оптимизационных расчетов, выполняемых для климатических и ценовых условий региона.

В качестве критерия оптимизации - как при определении оптимальной базовой доли нагрузки и оптимального температурного режима системы отопления для конкретной схемы, так и при поиске наиболее эффективного источника теплоснабжения - нами использован минимум суммарных дисконтированных затрат на систему отопления поселка малоэтажной застройки. Выбор наиболее экономичного варианта производится на основании условия:

$$i_{opt} = i \left( \min_{i=1 \div I} \left[ \sum_{t=1}^{T_p} (K_{it} + I_{it}) (1+E_d)^{-t} \right] \right),$$

где  $i_{opt}$  – номер оптимального варианта теплоснабжения;  $I$  – число альтернативных вариантов;  $T_p$  - расчетный период;  $K_{it}$  - капиталовложения по  $i$ -му варианту в год  $t$ ;  $I_{it}$  - эксплуатационные издержки и (или) поступления в  $i$ -ом варианте в год  $t$ ;  $E_d$  - норматив дисконтирования.

Расчетные исследования выполнены для поселка, состоящего из 200 домов площадью 200 м<sup>2</sup> каждый с численностью постоянного населения 800 человек. Удаленность поселка от ближайшей электроподстанции 10 км, удаленность от магистрального газопровода также составляет 10 км.

При разной базовой и пиковой долях тепловой нагрузки варианты теплоснабжения имеют разную потребность в заявленной электрической мощности поселка. В связи с этим, для сопоставимости вариантов, учитываются различия в затратах на электрические сети и подстанцию. Расходы электроэнергии в альтернативных вариантах теплоснабжения сведены в таблицу 2. Как видно, при использовании любой из схем теплоснабжения с ТНУ имеет место экономия электроэнергии в сравнении с теплоснабжением от электродотла. Наибольшая экономия энергии достигается при параллельных схемах с ТНУ – от 56% на севере до 69% на

юге России. Также из таблицы видно, что в северных регионах параллельная система с теплыми полами менее эффективна, чем последовательная схема с оптимальным подбором температурного графика при оптимальной поверхности радиаторов, которая экономит 60% электроэнергии по сравнению с электродкотлами. Однако при существующих тарифах на электроэнергию и капиталовложениях в отопительное оборудование для потребителя экономии на электрической энергии и мощности оказывается недостаточно для окупаемости капиталовложений и затрат.

Суммарные дисконтированные затраты для рассматриваемых вариантов теплоснабжения с ТНУ, использованием индивидуальных электродкотлов и котлов на газе за период 30 лет при нормативе дисконтирования 10% для экономических условий 2010 года приведены на рис. 2. Результаты показывают, что для газифицированного поселка электроотопление, в т.ч. на базе ТНУ не способно конкурировать с газовыми котлами. Суммарные затраты в теплоснабжение на базе ТНУ - даже при оптимальном выборе схемы, температурного графика, поверхностей теплообмена - высоки по сравнению с затратами на теплоснабжение от электродкотлов при прочих равных условиях. Обусловлено это, главным образом, высокими капитальными вложениями в установку ТНУ, причины которых рассмотрены выше.

Таблица 2  
Расход электроэнергии на теплоснабжение поселка, млн. кВт·ч/год

Источник тепла		Север	Центр	Юг
Электродкотел		18,7	12,9	9,5
ТНУ + электр о- котел	Последовательная температурный график 95/70°C схема,	11,5	7,4	5,7
	Последовательная схема, 70/50°C	7,5	5,4	3,2
	Параллельная схема с конвектором*	7,0	4,4	3,0
	Параллельная схема с системой "Теплый пол" и электродкотлом	8,2	4,7	2,9

\* базовая доля нагрузки отопления получена в результате оптимизационного расчета для севера в размере 50%, для центра 60%, для юга 40%

Исследование показало, что системы теплоснабжения на базе ТНУ становятся экономически более эффективными, чем электродкотлы а) при повышении тарифов на электроэнергию и б) при снижении соотношения стоимости ТНУ и электродкотлов. Так, повышение тарифов на электроэнергию более, чем на 10% на севере, 40% в центральных районах, 50% на юге России позволяют разработать схему теплоснабжения с ТНУ, которая будет экономичнее теплоснабжения от электродкотла. Дальнейший рост тарифов на электроэнергию расширяет область применения ТНУ на цели теплоснабжения. При действующих тарифах ТНУ будут экономически эффективными по сравнению с электродкотлами, если удастся снизить капвложения в их установку на 40% и более.

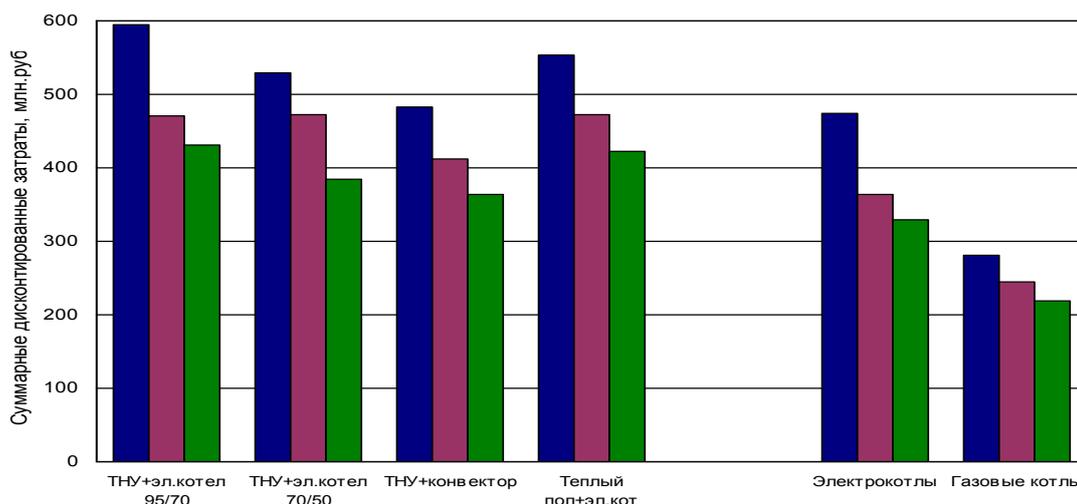


Рис. 2 - Суммарные дисконтированные затраты на теплоснабжение поселка  
■ - Север, ■ - Центр, ■ - Юг

Выполненная нами оценка системной экономии условного топлива показала, что для северных регионов ни одна из схем теплоснабжения с ТНУ не является топливосберегающей. Исключение составляет лишь теоретический, экономически заведомо не оправданный вариант установки ТНУ на полную тепловую нагрузку. Для центральных и южных регионов России при оптимальном выборе схемы теплоснабжения с ТНУ может быть достигнута экономия топлива в размере 17 и 24% соответственно – даже по сравнению с использованием котлов на газе. По сравнению с использованием электродкотлов экономия топлива на электростанциях северных, центральных и южных регионов России составляет 59, 66 и 69% соответственно.

## Выводы

1. Системы теплоснабжения на базе тепловых насосов требуют больших капитальных затрат по сравнению с традиционными индивидуальными источниками тепла - котлами на газе и электродкотлами.

2. Системы теплоснабжения на базе тепловых насосов имеют ряд ограничений, связанных с низкопотенциальностью утилизируемого тепла. Для преодоления этих ограничений требуется разработка технических и схемных решений, требующих дополнительных капиталовложений в поверхности нагрева и дополнительные источники энергии.

3. Эффективность применения тепловых насосов на цели теплоснабжения существенно зависит от климатических условий региона, причем факторы, влияющие на эффективность использования ТНУ, имеют разную направленность. Так, тепловой потенциал грунта и соответственно коэффициент трансформации растет с севера на юг; продолжительность отопительного периода и число часов использования ТНУ, а значит и реализация их энергосберегающего потенциала, с севера на юг уменьшается.

4. В настоящее время ТНУ не способны конкурировать с котлами на газе. Экономическая ниша ТНУ – негазифицированные районы, и конкурирующая технология – электродотлы.

5. По критерию суммарных дисконтированных затрат ни один из рассмотренных вариантов теплоснабжения на базе ТНУ, ни для одного из рассмотренных регионов России, не является экономически эффективным.

6. ТНУ могут оказаться экономически эффективнее электродотлов при следующих условиях: а) при повышении тарифов на электроэнергию более, чем на 10% на севере, 40% в центре, 50% на юге России относительно уровня 2010 года; б) при действующих тарифах на электроэнергию - если удастся снизить удельные капитальные затраты на их установку на 40% и более.

### **Список литературы**

1. Васильев Г.П., Шилкин Н. В. Использование низкопотенциальной тепловой энергии земли в теплонасосных системах. Материалы сайта ОАО «Инсолар-Инвест».

2. Руководство по применению тепловых насосов с использованием вторичных энергетических ресурсов и нетрадиционных возобновляемых источников энергии. Москомархитектура. ГУП «НИАЦ», 2001. Материалы сайта ОАО «Инсолар-Инвест».

# ГОРИЗОНТАЛЬНЫЙ ГИБКИЙ ШНЕК

## *THE HORIZONTAL FLEXIBLE SCREW CONVEYOR*

**П.С.Золотарев** – аспирант

Ульяновская государственная сельскохозяйственная академия

**Abstract.** This paper is concerned with the volumetric performance of enclosed spiral screw conveyors with particular reference to the influence of the clearance between a casing and a flexible screw on the throughput of this device. For the theoretical escort was chosen the hydrodynamic approach for the description of bulk material's behaviour in the spiral screw conveyor. The theoretical results and predictions were obtained here using the hydrodynamic approach for the first time. Also this results are in a good agreement with the experimental data. In other words in this paper the Navier-Stokes equation was solved with a geometrical conditions corresponded to the coaxial cylinders which moved relatively. Derived results have a good correlation with experimental data and that lead confidence to the developed physical model and based on it theory of bulk material in the flexible screw conveyor as the mock liquid in the coaxial cylinders. Estimating the value of throughput as a function of the characteristic length the conclusion is emerged that the minimized clearance further increasing of the throughput with the material and energy minimized. In addition the cylindrical coordinate system was involved and it gave support for developing of the hydrodynamics approach in the case of flexible screw conveyor. The main result of this study were two proportions between the first throughput and the characteristic length and the second inner throughput and the radius of the second cylinder. As it turned out the first is proportioned the second exponent of this length and the other is proposed the forth exponent of the radius. This allows to give the recommendation for decreasing the radial clearance between the casing and the flexible screw for at least 1.5 times of the maximum particle size in order to prevent jamming of particles in the clearance space leading to particle attrition and increased energy lost.

Горизонтальные гибкие шнеки находят широкое применение при реализации приемно-разгрузочных и транспортных процедур в технологических схемах. Как правило, использование гибких шнеков встречается в виде синтеза с загрузочным бункером или бункерным устройством приемного типа. В первом случае горизонтальный гибкий шнек является узлом спирально-винтового транспортера, во втором – питателем в бункерном устройстве. Конструктивно спиральный винт представляет собой пружину с набором следующих параметров: внутренний и внешний диаметр, тип сечения проволоки и ее площадь. Непременным условием осевого перемещения сыпучего груза является наличие кожуха, в котором

размещается гибкий шнек. Приводные устройства также отличаются большим разнообразием. Употребляются передачи гибкой связью: ременные, цепные и их сочетания; одновременное применение передач гибкой связью и контактных передач: фрикционных, зубчатых и червячных всех типов, выполняемых или в виде открытых конструкций, или в виде комбинированных редукторов, заключенных в кожухи.

Описанная конструкция исключительна проста, что и обеспечивает ее потребность не только в фермерских хозяйствах, но и на промышленных предприятиях различных отраслей. Погружное расположение питателей с вращающимися рабочими органами, реализующих приемно-разгрузочные работы, могут обеспечить только гибкие шнеки и шнеки традиционные, что особенно повышает интерес к спирально-винтовым питателям.

Несмотря на неоспоримые технико-экономические показатели спирально-винтовых устройств, обеспечиваемых техническим решением, проектирование и конструктивное исполнение транспортеров и питателей до сих пор ведется по табличным данным и эмпирическим соотношениям между геометрическими параметрами, свойствами СМ, материалов кожуха и спирального винта, эксплуатационными режимами. Аналитическое предсказание конструктивного исполнения, ориентированного на максимизацию производительности, вообще говоря, представляет собой исключительно сложную теоретическую задачу, учитывающую целый комплекс геометрико-материальных параметров СВТ и эксплуатационно-режимных условий. В этом контексте проблема описания перемещения сыпучего материала горизонтальным гибким шнеком в кожухе, позволяющего определить производительность при фиксированных параметрах, условиях, является исключительно актуальной и, как показывает ретроспективный взгляд на труды ученых, чрезвычайно притягательной, т.к. выступает в виде основания для создания теории спирально-винтовых устройств. В свою очередь кожухная часть обеспечивает производительность питателя, поэтому физико-математическое моделирование процесса транспортировки сыпучего материала вращающимся спиральным винтом, расположенном в цилиндрическом кожухе (рис. 1), представляет большой интерес для теоретического обоснования конструктивного исполнения.



*Рис. 1 – Спиральный винт в кожухе*

Самыми важными работами по спирально-винтовым рабочим органам остаются по-прежнему [1, 2]. Из них следует, что наиболее

распространенными подходами для теоретического описания процесса перемещения сыпучего груза в устройствах являются гидродинамическая и механистическая точки зрения. Последняя при этом наиболее широко распространена и часто используется. Однако до настоящего времени решение уравнения движения производилось для элементарного объема сыпучего материала с последующим обобщением полученных аналитических результатов на поток. Для реализации этой процедуры исследователи использовали самые разнообразные приемы. При этом в каждом случае итоговая формула для производительности приобретала полуэмпирический характер [3]. Это объясняется тем, что поверку теоретических предсказаний осуществляли на экспериментальном стенде, где были экспериментально доступны лишь взаимосвязи между геометрическими, режимными параметрами и производительностью. Сам поток сыпучего материала рассматривался визуально, качественно в прозрачном рукаве, другие варианты не были осуществимы чисто технически.

Сравнительно недавно на междисциплинарной области появились работы японских ученых-инженеров [4-6], предлагающих *контролировать* технологическую процедуру транспортировки. Полученные результаты визуализации перемещения могут служить отправными точками для развития механистического подхода, обеспечивая возможность проверки модели на всех этапах: от установления траектории до аналитической формулы производительности.

В данной работе была предпринята попытка аналитического составления уравнения движения элементарного объема сыпучего материала на основе действия с последующим его разрешением и установлением траектории движения. Проверка достоверности теоретического предсказания была проведена с использованием результатов визуализации [4-6].

### **Цель и задачи**

Целью исследования стало изучение перемещения сыпучего материала в горизонтальном гибком шнеке. В соответствии с поставленной целью решались следующие задачи:

- установление уравнения движения элементарного объема сыпучего материала в устройстве, используя представление о действии;
- аналитическое разрешение уравнения движения;
- рассмотрение методики экспериментов в работах [4-6];
- сравнение опытных и теоретических данных.

### **Объекты и методы**

Объектом исследования явилось спирально-винтовое техническое устройство, активно перемещающее сыпучий материал за счет вращения рабочего органа. Более глубокие и детальные исследования касались

уравнения движения элементарного объема материала и траектории. Для решения поставленных задач пришлось прибегнуть к специфическим методам теоретической физики, математического анализа, векторного и тензорного анализа.

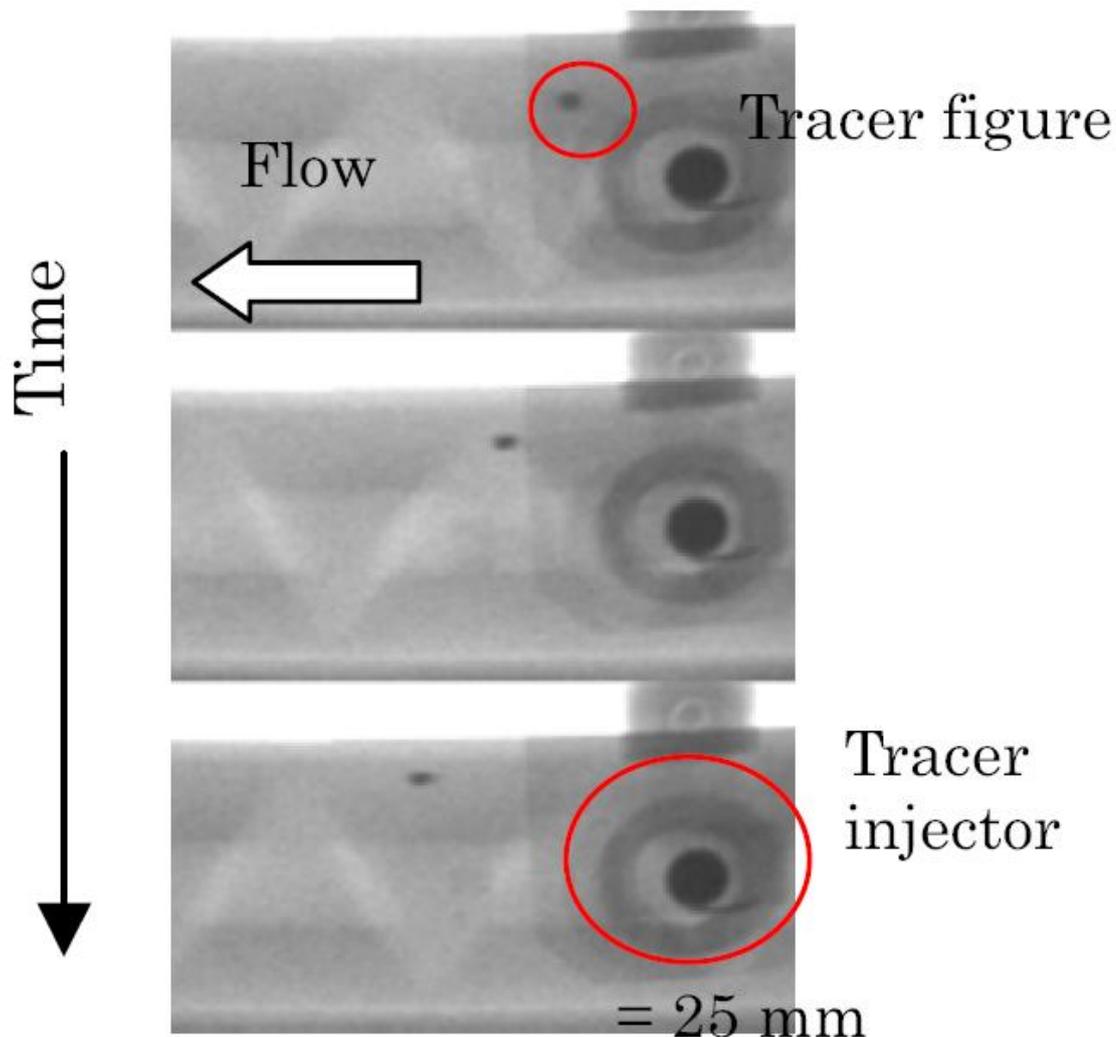


Рис. 2 – Инжектор и маркер

### Экспериментальная визуализация транспортировки

В работах [4-6] продемонстрирована техника визуализации потока сыпучего материала в винтовом питателе за счет использования рентгеновского анализа. Для получения трехмерного изображения потока используются две рентгеновские установки с горизонтальным и вертикальным лучами зрения. В первом случае экспериментальная установка состоит из дозирующего и выгрузного бункеров, соединенных пространственно винтовым питателем, и инжектора маркера; во втором – из двух питателей, обеспечивающих непрерывное перемещение сыпучего груза. После выхода питателей на стационарный режим в привинтовое пространство добавляют маркер – вещество, отличающееся по плотности от транспортируемого материала (рис. 2). В [4] отмечается допустимый

диапазон разнения, который при хорошем контрасте получаемых изображений не снижает достоверности результата.

Рентгенограммы получают через постоянный малый интервал времени. Набор изображений объединяется в панораму на фоне винта питателя. В [5] за счет использования цветового спектра на итоговой компиляции удается передать время транспортировки (рис. 3).

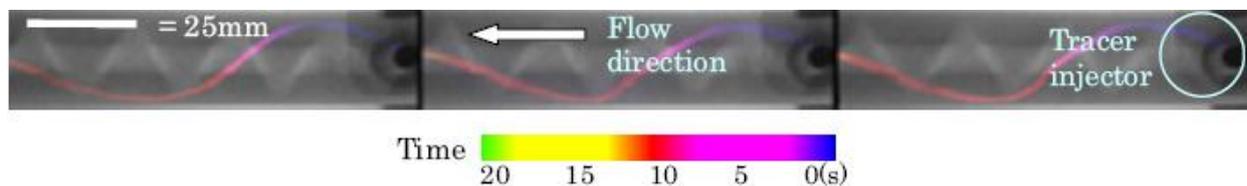


Рис. 3 – Траектория маркера

### Уравнение движения

Известно, что наиболее общей формулировкой закона движения механических систем дается принципом наименьшего действия, т.е. интеграл

$$S = \int_{t_1}^{t_2} L dt$$

должен иметь наименьшее возможное значение. Здесь  $t_1$  и  $t_2$  – начальный и конечный моменты времени, в которые система занимает определенные положения,  $L$  – функция Лагранжа.

Воспользуемся аналогией с задачей о нахождении уравнения движения заряда в заданном электромагнитном поле. Эта аналогия полная, т.к. в настоящее время получено доказательство единства электродинамики и механики (см. работы Колонутова М.Г.), а рассмотрение заряда и маркера осуществляется с позиции материальных точек в любом случае.

Уравнение Лагранжа записывается как

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{r}} = \frac{\partial L}{\partial r}.$$

Понятно, что левая часть его представляет производную по времени от обобщенного импульса рассматриваемой системы, правая – результирующую сил. Иными словами, уравнение Лагранжа есть уравнение Ньютона, записанное с использованием дугой системы обозначения и учитывающее фундаментальный принцип наименьшего действия.

В случае с механической системой «спирально-винтовое устройство – сыпучий материал» установление потенциала взаимодействия, как и в случае вывода уравнений Максвелла, должно опираться прежде всего на экспериментальные данные. Из работ [4-6] следуют данные о траектории движения маркера в питателе, что представляет собой закон движения. Проводя математическую редукцию можно не только восстановить аналитический вид решения уравнения движения, но и установить

зависимость между геометрическими и режимными параметрами, с одной стороны, и производительностью.

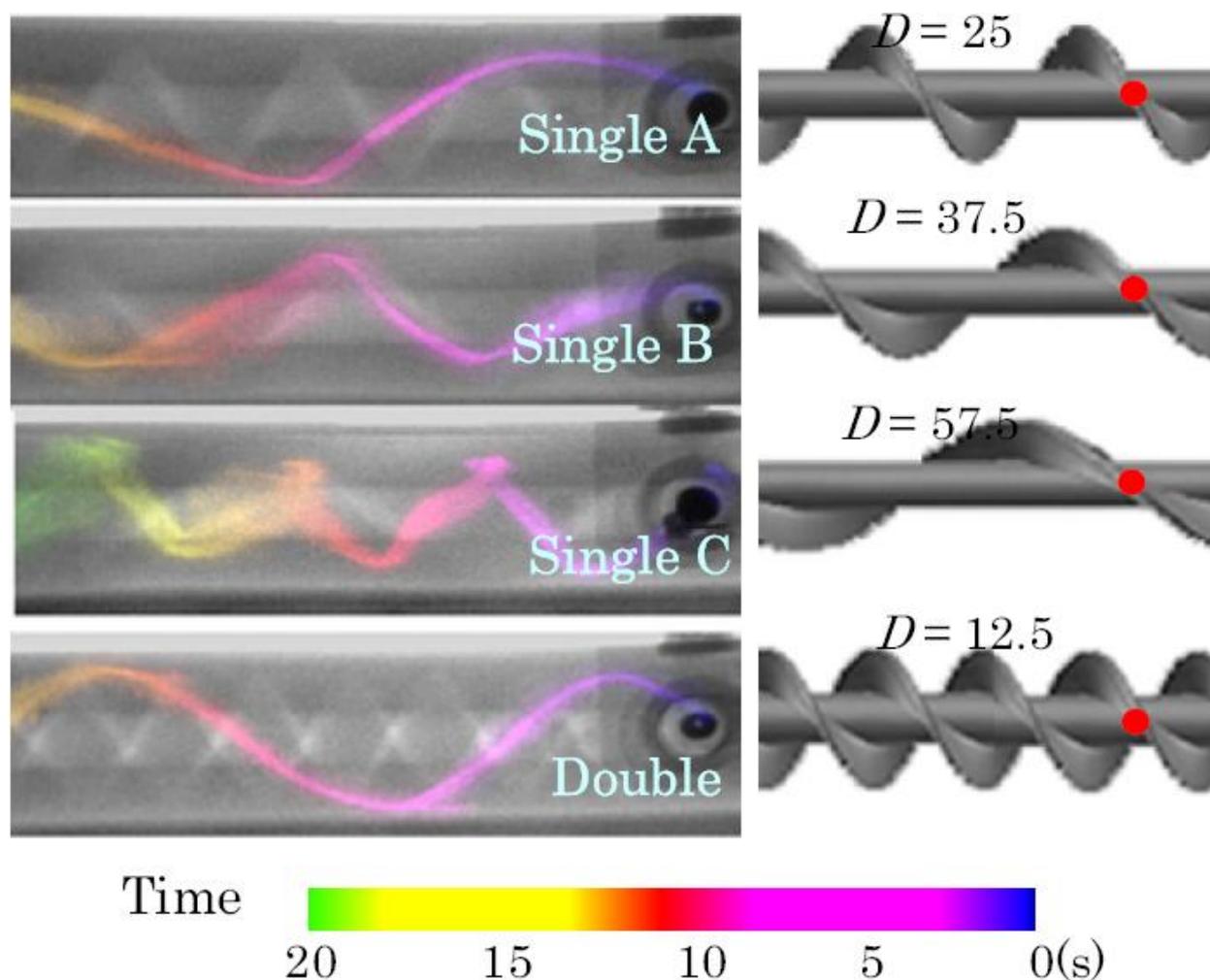


Рис. 4 – Временная траектория маркера при различном шаге винта

На рис. 4 показана взаимосвязь между шагом винта и частотой колебания проекции траектории. В отличие от механистического подхода к описанию перемещения сыпучего материала в спирально-винтовом устройстве точка зрения на процесс перемещения с позиции электродинамики и уравнений Максвелла упрощает теоретическое сопровождения, используя абстракцию электромагнитного поля. Модель может быть построена на следующих положениях, принимаемых в качестве исходных:

- сыпучий материал является физическим агентом, отвечающим за перемещение маркера;
- маркер представляет собой материальную точку.

Особенность рабочего органа, осуществляющего продольное перемещение сыпучего груза за счет собственного вращения, обеспечивает осевую и касательные составляющие в движения среды, а следовательно, и

маркера. Таким образом, 4-потенциал здесь абсолютно уместен, а также связь, существующая между электрическим и магнитным полями.

Формула для силы Лоренца ( $F$ ) была впервые получена путем обобщения опытных фактов Х.А. Лоренцем в 1892 г. и представлена в работе «Электромагнитная теория Максвелла и ее приложение к движущимся телам». Она имеет вид:

$$F = qE + q[V \times B], \quad (1)$$

Где  $q$  - заряженная частица;

$E$  - напряженность электрического поля;

$B$  - вектор магнитной индукции, не зависящий от величины заряда и скорости его движения;

$V$  - вектор скорости заряженной частицы относительно системы координат, в которой вычисляются величины  $F$  и  $B$ . Первый член в правой части уравнения (1) - сила, действующая на заряженную частицу в электрическом поле  $F_E = qE$ , второй член - сила, действующая в магнитном поле:

$$F_M = q[V \times B]. \quad (2)$$

Формула (1) универсальна. Она справедлива как для постоянных, так и для переменных силовых полей, а также для любых значений скорости заряженной частицы. Она является важным соотношением электродинамики, так как позволяет связать уравнения электромагнитного поля с уравнениями движения заряженных частиц. В нерелятивистском приближении сила  $F$ , как и любая другая сила, не зависит от выбора инерциальной системы отсчета. Вместе с тем магнитная составляющая силы Лоренца  $F_M$  изменяется при переходе от одной системы отсчета к другой из-за изменения скорости, поэтому будет изменяться и электрическая составляющая  $F_E$ . В связи с этим разделение силы  $F$  на магнитную и электрическую имеет смысл только с указанием системы отсчета. В скалярной форме выражение (2) имеет вид:

$$F_M = qVB \sin \alpha, \quad (3)$$

где  $\alpha$  - угол между векторами скорости и магнитной индукции. Таким образом, магнитная часть силы Лоренца максимальна, если направление движения частицы перпендикулярно магнитному полю ( $\alpha = \pi/2$ ), и равна нулю, если частица движется вдоль направления поля  $B$  ( $\alpha = 0$ ). Магнитная сила  $F_M$  пропорциональна векторному произведению  $[V \times B]$ , т.е. она перпендикулярна вектору скорости заряженной частицы и поэтому работы над зарядом не совершает. Это означает, что в постоянном магнитном поле под действием магнитной силы искривляется лишь траектория движущейся заряженной частицы, но энергия ее всегда остается неизменной, как бы частица ни двигалась.

Если магнитное поле однородно и направлено перпендикулярно скорости, заряд массой  $m$  движется по окружности. Радиус окружности  $R$  определяется по формуле:

$$R = \frac{mV}{qB} \quad \text{или} \quad R = \frac{V}{\frac{q}{m}B}, \quad (4)$$

где  $\frac{q}{m}$  - удельный заряд частицы. Период обращения частицы (время одного оборота) не зависит от скорости, если скорость частицы много меньше скорости света в вакууме. В противном случае период обращения частицы возрастает в связи с возрастанием релятивистской массы. В случае нерелятивистской частицы:

$$T = \frac{2\pi \cdot m}{qB} \quad \text{или} \quad T = \frac{2\pi}{\frac{q}{m}B}, \quad (5)$$

где  $\frac{q}{m}$  - удельный заряд частицы. В вакууме в однородном магнитном поле, если вектор скорости не перпендикулярен вектору магнитной индукции ( $\alpha \neq \pi/2$ ), заряженная частица под действием силы Лоренца (ее магнитной части) движется по винтовой линии с постоянной по величине скоростью  $V$ . При этом ее движение складывается из равномерного прямолинейного движения вдоль направления магнитного поля  $B$  со скоростью  $V_{\parallel} = V \cos \alpha$  и равномерного вращательного движения в плоскости перпендикулярной полю  $B$  со скоростью  $V_{\perp} = V \sin \alpha$ .

Проекция траектории движения частицы на плоскость перпендикулярную  $B$  есть окружность радиуса:

$$R = \frac{mV_{\perp}}{qB},$$

период обращения частицы:

$$T = \frac{2\pi m}{qB}.$$

Расстояние  $h$ , которое проходит частица за время  $T$  вдоль магнитного поля  $B$  (шаг винтовой траектории), определяется по формуле:

$$h = V \cos \alpha T. \quad (6)$$

Ось винтовой линии совпадает с направлением поля  $B$ , центр окружности перемещается вдоль силовой линии поля (рис. 3).

Движение заряженной частицы, влетевшей под углом  $\alpha \neq \pi/2$  в магнитное поле  $B$ .

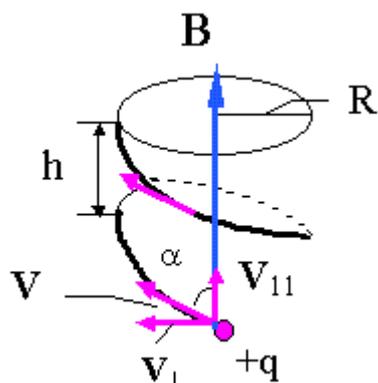


Рис. 3 – Траектория маркера

## Выводы

Получены теоретические выражения, описывающие траекторию маркера в винтовом питателе. Анализ экспериментальных данных по визуализации транспортировки, а также проведенная проверка согласия аналитического предсказания с опытными данными подтверждает адекватность теории.

## Список литературы

1. Спирально-винтовые транспортеры (гибкие шнеки) и смесители. /Сб. статей под общей редакцией Преображенского П.А., Труфанова А.А. – Казань: КХТУ, – 1970. – 176 с.
2. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры. – М: Машиностроение, – 1972. – 184 с.
3. Артемьев В.Г. Пружинно-транспортирующие рабочие органы сельскохозяйственных машин.– Ульяновск: УСИ (УНЦСХ), – 1995. – 195 с.
4. Uchida K., Okamoto K. Measurement of powder flow in a screw feeder by x-ray penetration image analysis // Measurement Science and Technology. – 2006. – V. 17. – № 2. – P. 419-426.
5. Uchida K., Okamoto K. X-ray visualisation of powder flow in a screw feeder for different shaped screws // Journal of Visualisation. – 2007. – V. 10. – № 4. – P. 347-348.
6. Uchida K., Okamoto K. Measurement technique on the diffusion coefficient of powder flow in a screw feeder by X-ray visualization // Powder Technology. – 2008. – V. 187. –I. 2. – P. 138-145.
7. Сила Лоренца [Электронный ресурс]// Режим доступа: <http://ligis.ru/effects/science/58/index.htm>

# МОДЕЛИРОВАНИЕ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКЕ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ

## *MODELLING OF RESIDUAL STRESS BY ELECTROMECHANICAL TREATMENT OF METALLIC MATERIALS*

**А.Ю.Иванников** – н.с., к.т.н.

Институт металлургии и материаловедения им. А. А. Байкова РАН

**Abstract.** This work presents the method of determining residual stress based on the theorem of unloading with a glance of secondary plastic deformation by electromechanical treatment of metallic materials.

Residual stress is defined in the given work within the limits of the theorem of unloading. According to the given theorem, the algorithm of calculation of residual stress looks as follows: 1) the active pressure arising in two-layer semispace during intensive temperature-power contact pressurization is defined from elastoplastic decisions; 2) the passive, acting after cooling, pressure is estimated on the basis of elastic calculation at unloading; 3) the residual pressure is defined by a difference of active and passive pressure.

The residual stress is calculated at subtraction of passive pressure from the active pressure found on the previous step. It is calculated before the beginning of unloading of a time step.

Hence, in a case of termo-elastoplastic body deformation by electromechanical treatment all stages of stress formation are necessary to consider for definition of pressure at any moment of thermal process from the process beginning. The resultant of residual stress in any layer can be received by algebraic addition of all previous decisions, taking into account signs of corresponding pressures.

Thus, this work presents a way to determine the residual stress in the process of mathematical modeling of electromechanical treatment of metal materials. Also, a solution of this problem allows to assign effective modes of electromechanical treatment to create a favorable value and sign of residual stresses in the surface layer.

The job is completed under the aegis of ADPP «Development of Scientific Potential of Higher Education» № 2.1.2/1397.

### **Введение**

Актуальной задачей современной механики является разработка эффективных методов расчета для технологических систем получения материалов с уникальными свойствами по прочности, износостойкости,

коррозионной стойкости и жаропрочности и т.д., необходимыми в экстремальных условиях эксплуатации изделий ответственного назначения (в авиакосмическом, оборонном, транспортном, нефтехимическом машиностроении, атомной энергетике, металлургии и др.).

В данной работе представлен подход, позволяющий определять остаточные напряжения в поверхностном слое металлических материалов после электромеханической обработки (ЭМО), а следовательно, учитывать их знак и величину при назначении основных режимов обработки. Предложенная методика реализована в рамках важного направления современного машиностроения – вычислительные модели технологических систем, которые реализованы на основе методов механики деформированного твердого тела.

В более ранней работе [1] представлено решение нестационарной температурно-силовой контактной задачи, получены картины перемещений, напряжений и деформаций, а также параметры жесткости напряженного состояния в двухслойном полупространстве, моделирующем материал с покрытием в ходе импульсного электромеханического упрочнения. Полученные в представленном исследовании данные целиком и полностью основаны на указанной выше работе.

## Методы

Остаточные напряжения определялись в рамках теоремы о разгрузке [2]. В соответствии с данной теоремой алгоритм вычисления остаточных напряжений выглядит следующим образом (рисунок 1) [3].

1 Из упругопластического решения [1] определяются активные напряжения нагрузки  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ , возникающие в двухслойном полупространстве в ходе интенсивного температурно-силового контактного нагружения (см. рисунок 1, кривая 1).

2 На основе упругого расчета вычисляются пассивные напряжения  $\sigma_1^{разг}, \sigma_2^{разг}, \sigma_3^{разг}$  при разгрузке, действующие после охлаждения до рассматриваемого уровня (рисунок 1, кривая 2).

3 Остаточные напряжения  $\sigma_1^{ост}, \sigma_2^{ост}, \sigma_3^{ост}$  определяются разностью активных и пассивных напряжений:

$$\sigma_1^{ост} = \sigma_1 - \sigma_1^{разг}, \sigma_2^{ост} = \sigma_2 - \sigma_2^{разг}, \sigma_3^{ост} = \sigma_3 - \sigma_3^{разг}.$$

Использование теоремы о разгрузке усложняется, если упругая разгрузка протекает лишь в некоторых избранных локальных объемах (слоях) материала, тогда как в других областях происходит активное пластическое нагружение. В этом случае методика определения остаточных напряжений выстраивается на основе решения задачи термо-упруго-пластичности в течение всего периода охлаждения тела до температуры среды и сводится, вообще говоря, к решению двух задач – краевой задачи

теплопроводности и задачи упруго-пластического равновесия. Часто эти задачи решают отдельно, так как пренебрежение эффектом связанности вносит несущественные погрешности.

Остаточные напряжения вычисляются при вычитании пассивных напряжений из активных напряжений, найденных для предыдущего перед началом разгрузки временного шага.

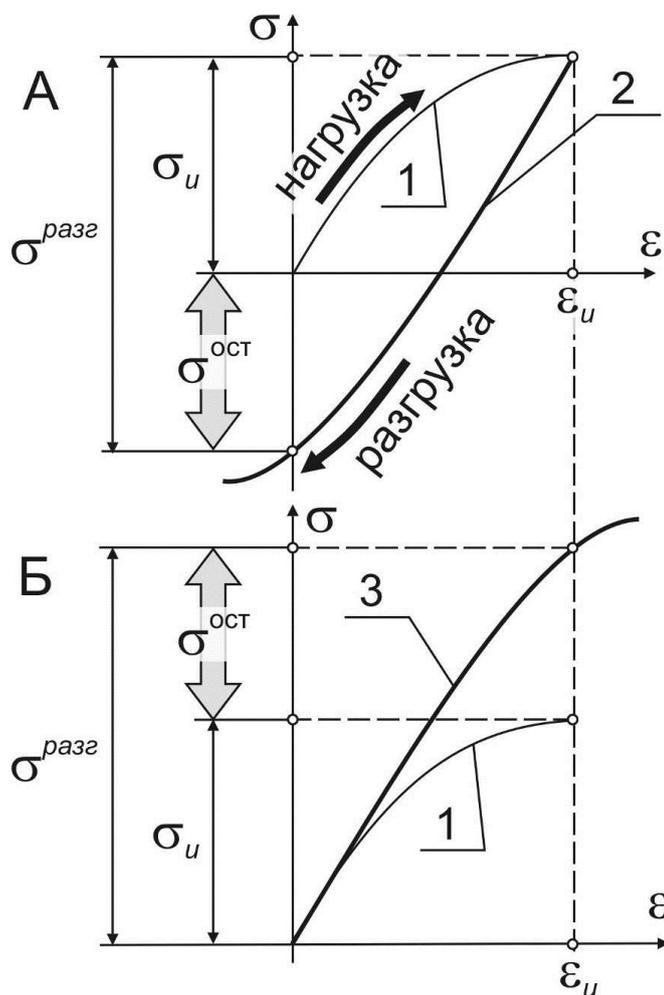


Рис. 1 – Схема расчета остаточных напряжений: а – схема образования остаточных напряжений; б – схема определения остаточных напряжений по диаграмме деформирования «фиктивного» тела

В точках, где в рассматриваемый момент времени произошло вторичное нагружение (то есть повторный нагрев уже охладившихся областей материала), при расчете напряжений к полученным активным упругим напряжениям алгебраически прибавляются первичные остаточные напряжения в данной точке и уже эти суммарные напряжения используются далее для поиска решения в упруго-пластической области, в частности, методом дополнительных деформаций.

Следовательно, в случае упруго-пластической деформации тела для определения напряжений в какой-либо момент процесса термического

воздействия необходимо последовательно рассмотреть все стадии их формирования от начала обработки. Результирующая величина остаточных напряжений в любом слое может быть получена путем алгебраического сложения всех предыдущих решений с учетом знаков соответствующих напряжений [4].

Исходя из этих рассуждений, в данном исследовании определение остаточных напряжений проводилось в режиме поэтапных вычислений. При этом на каждом временном шаге  $\Delta t$  ( $\Delta t=0,001$  с), в зависимости от динамики температурного поля и протекающих фазовых превращений, описанная выше процедура расчета реализовывалась лишь для областей металла, находящихся в состоянии пассивной разгрузки (охлаждения), в остальном объеме материала вычислялись активные упругопластические напряжения.

Также к особенностям исследуемой задачи относится возможность возникновения в ходе разгрузки повторных пластических деформаций, причиной которых являются остаточные напряжения, превышающие предел текучести материала. В этом случае для расчета вторичных остаточных напряжений использовалась рассмотренная выше методика, однако пассивные напряжения разгрузки  $\sigma_1^{разг}$ ,  $\sigma_2^{разг}$ ,  $\sigma_3^{разг}$  определялись из упругопластического решения (в отличие от определяемых согласно пункту 2 изложенного алгоритма идеально упругих напряжений), но в некотором «фиктивном» теле, диаграмма деформирования которого (рис. 1, б, кривая 3) описывается ветвью разгрузки реального материала с учетом вновь возникающих пластических деформаций (рис. 1, а, кривая 2).

1) Заметим, что уровень, отделяющий области вторичных пластических деформаций и упругой разгрузки, совпадает с уровнем, который отделяет области упругих и пластических деформаций в фиктивном теле (рисунок 1).

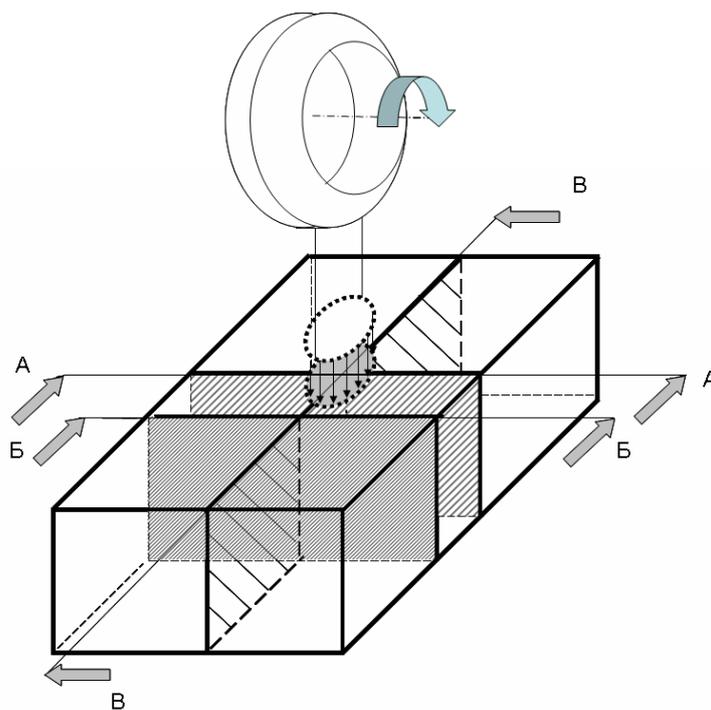
2) Таким образом, для каждого момента времени в точках тела существует три различных типа напряжений – первичные, вторичные и остаточные. При полном охлаждении материала имеем поле остаточных напряжений.

## Результаты и их обсуждение

Для изучения остаточных напряжений в полупространстве будем проводить анализ следующих характерных плоскостей в полупространстве (рис. 2)

Расчет остаточных напряжений в двухслойном полупространстве выявил следующие картины главных напряжений (рис. 3 и 4). В продольном сечении В-В (рис. 3), согласно рассмотренной ранее методике исследования зон предельных состояний в полупространстве [1], показано наличие двух характерных зон с растягивающими главными напряжениями. Так, за штампом в области, где температурное поле получило максимальное

развитие, выявлена зона с трехосным растяжением. Отношение главных напряжений к пределу текучести больше единицы. Таким образом, можно говорить о возможности развития в этой области трещин. Отметим также периодическое развитие температурного поля в пространстве и во времени в процессе импульсной электромеханической обработки, а следовательно, формирование таких зон будет согласовано с максимума температур за штампом.



*Рис. 2 – Схема рассечения полупространства для анализа предельных состояний при температурно-силовом контактном нагружении*

Вторая область формируется под штампом над границей двух слоев, в ней действуют два растягивающих остаточных напряжения. Развитие данной области будет дискретно и связано с максимумами теплового потока, проходящими через контактную область.

Для детального анализа зоны предельных состояний, формируемой за штампом, исследуем сечение Б-Б (рис. 4). Выявлена зона с максимумом главных растягивающих остаточных напряжений, залегающих на некоторой глубине в поверхностном слое. Отношение значений остаточных напряжений к пределу текучести близко к единице, а вид НДС трехосного растяжения дает возможность предположить развитие в этой области хрупкого разрушения и образования трещины.

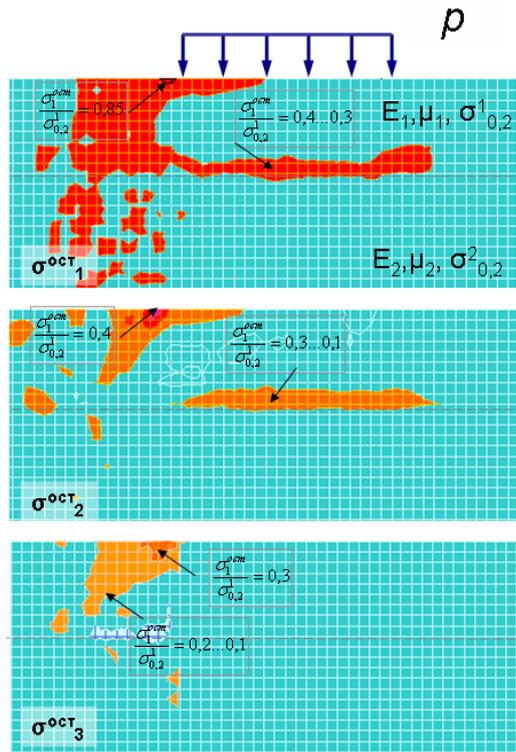


Рис. 3 – Картины главных остаточных напряжений в сечении В-В для двухслойного полупространства

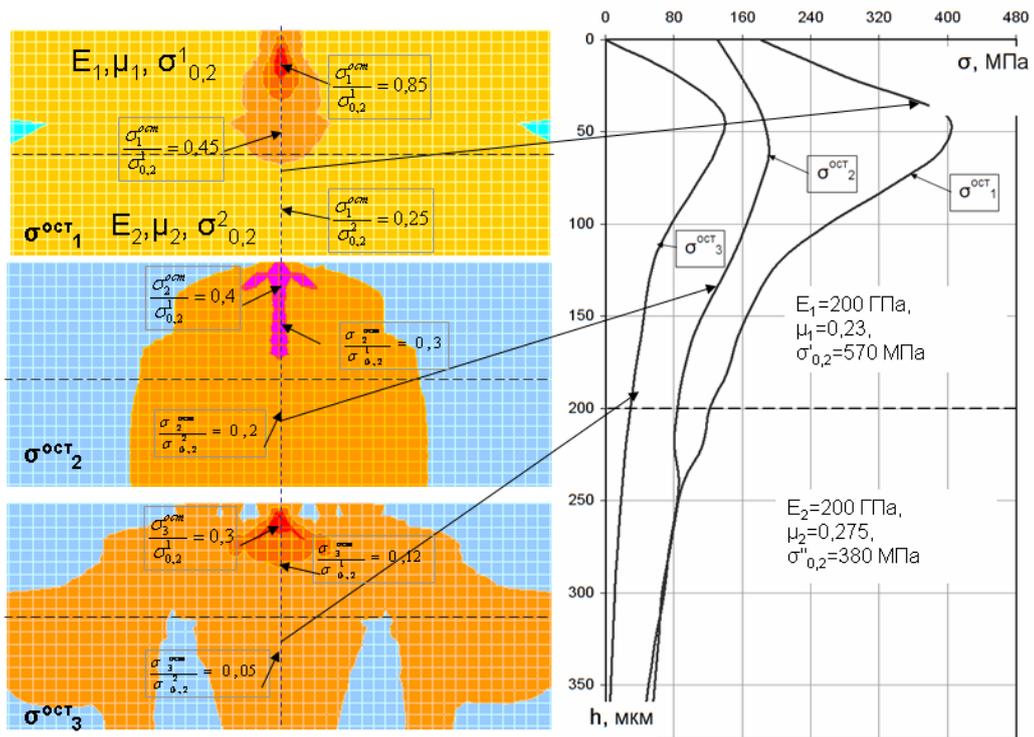


Рис. 4 – Картины главных остаточных напряжений в сечении Б-Б для двухслойного полупространства

Таким образом, в ходе анализа остаточных напряжений при термоконтактном нагружении двухслойного полупространства выявлены

характерные зоны предельных состояний благоприятные для формирования трещин.

## **Выводы**

Определены значения и характер распределения остаточных напряжений в полупространстве при интенсивном температурно-силовом контактом нагружении. Выявлены две характерные зоны, развитие которых связано с нестационарным температурным полем. Показано, что формируемое напряженное состояние трехосного растяжения и величина напряжений в нем благоприятны для хрупкого разрушения и развития трещин.

Таким образом, расчет согласно предложенной модели позволяет уточнять режимы электромеханической обработки плазменных покрытий, при которых в поверхностном слое не будет возникать растягивающих остаточных напряжений, приводящих к трещинообразованию.

Работа выполнена при поддержке грантов РФФИ № 11-08-00068-а, РФФИ № 10-01-97000-р\_поволжье\_a, АВЦП «Развитие научного потенциала высшей школы» № 2.1.2 / 1397.

## **Список литературы**

1. Иванников, А.Ю. Моделирование напряжённо деформированного состояния двухслойного полупространства при температурно-силовом контактом нагружении / А.Ю. Иванников // XXI международная инновационно-ориентированная конференция молодых учёных и студентов по современным проблемам машиноведения (МИКМУС-2009) : избран. тр. конф. / Ин-т машиноведения им. А.А.Благонравова РАН [и др.]. - М., 2010. - С. 28-31.
2. Малинин, Н. Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. – М.: Машиностроение, 1975. – 400 с.
3. Багмутов, В. П. Система компьютерного моделирования процессов формирования температурных полей, структуры и напряжённого состояния плазменных покрытий при электромеханическом упрочнении / В.П. Багмутов, И.Н. Захаров, А.Ю. Иванников, Е.Б. Захарова // Компьютерное моделирование 2007: тр. междунар. науч.-техн. конф., 26-27 июля 2007 г. / С.-Петербург. гос. политехн. ун-т [и др.]. - СПб., 2007. - С. 32-35.
4. Багмутов, В. П. Анализ и классификация напряженных состояний с использованием безразмерных параметров вида тензора и девиатора напряжений / В. П. Багмутов // Инновационные технологии в обучении и производстве: Сб. тр. Всероссийской конференции. В 3-х томах. Том 1. – Камышин, 2005. – С. 22–27.

# ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЗУБЧАТО-РЕЕЧНОГО МЕХАНИЗМА ПОДАЧИ ГРУНТОПРОКАЛЫВАЮЩЕЙ УСТАНОВКИ

## FEATURES OF DESIGNING OF A RACK-AND-PINION HAULAGE OF NO-DIG INSTALLATION

**М.Н. Каменский** – аспирант, **Л.В. Лукиенко** – д.т.н., доц.  
Новомосковский институт ГОУ ВПО

Российский химико-технологический университет им. Д.И. Менделеева

**Abstract.** In this paper it is shown, that the most preferable way of movement drilling head on the face machines for trenchless technologies of pipes is application of largely modular rack and pinion gears. Seriously, that at their designing it is necessary to use the comprehensive approach. That is to design a support-guiding rig and a rack and pinion gear in view of their intercoupling.

It proved that the rack and pinion gear is expedient for disposing a sprocket in a horizontal plane. Thus for saving persistence of center-to-center distance it is necessary to use a support-guiding rig perceiving weight of the machine.

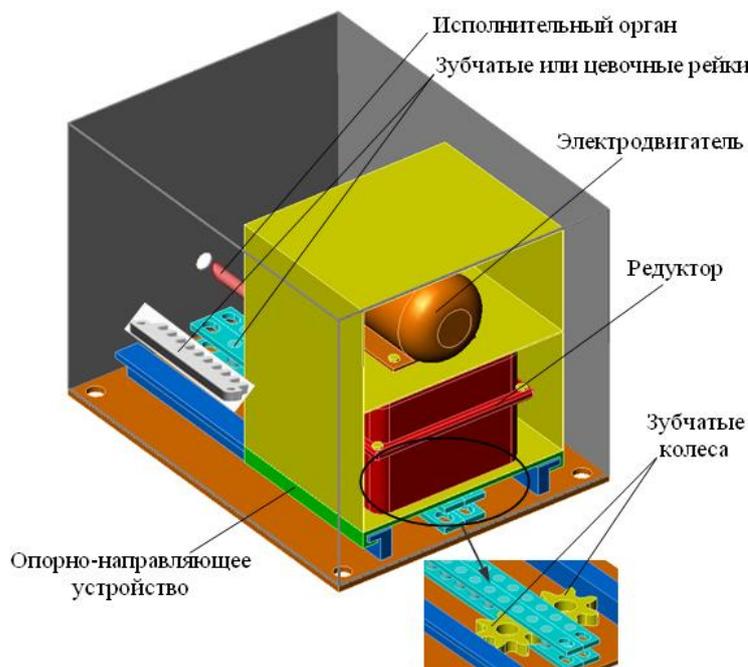
It is in-process shown, that for expansion of opportunities of the designer at decision making it is necessary to use at projection the extended block of quality rating with turning on of speed of a slip and the accelerated slip. On the basis of a method of vectorial contours introduced dependences for definition of these indexes are offered. The carried out analytical researches have shown, that the proposed index of the accelerated slip is considerably more sensitive to changes of geometrics of designed transmission. Therefore its use will allow the designer among assemblage of constructive alternatives justified to select what has the minimum accelerated slip, and, hence, the maximum resource.

At realization analytical researches of the mode of deformation of a support-guiding rig it is shown, that radial force in a rack and pinion gear have the greatest magnitude. The dependences which are taking into account features of designed transmissions, for definition of force are in-process offered.

Анализ конструктивных схем машин для бестраншейной прокладки труб показал, что наиболее перспективным направлением развития в этой области является применения зубчато-реечных механизмов подачи в грунтопрокалывающих установках [1]. Для этой цели разработана схема машины для горизонтально-направленного прокола с зубчато-реечным механизмом подачи (рис. 1). Предлагаемая грунтопрокалывающая установка включает в себя: исполнительный орган, электродвигатель, подвижную раму, редуктор, отличается применением зубчато-реечного механизма подачи, состоящего из смонтированных на выходных валах редуктора приводных

зубчатых колес движителя, расположенных в горизонтальной плоскости, обкатывающихся по реечному ставу, закреплённому на базовой платформе. Постоянство межосевого расстояния в паре колесо-рейка обеспечивается за счет опорно-направляющего устройства.

Установка предназначена для работы в грунтах, представленных глинами, суглинками, супесями и песками (при крепости  $f=0,3 \dots 0,7$  по шкале М.М. Протодьяконова) или их сочетаниями II-III категории по классификации Госстроя СССР в условиях умеренного климата.



*Рис. 1 – Общий вид предлагаемой грунтопрокалывающей установки с зубчато-реечным механизмом подачи*

В связи с тем, что особенностью предлагаемой грунтопрокалывающей установки является применение зубчато-реечного механизма подачи, метод расчета этого механизма должен обеспечить возможность прогнозирования максимального срока службы и долговечности всех элементов еще на стадии проектирования, а также обеспечить минимальные габариты.

Известные методы конструирования позволяют определить основные компоновочные размеры, оценить силовые и кинематические параметры элементов привода машин и зубчато-реечных передач в проектном состоянии. При этом весьма сложно сравнить различные конструктивные варианты. Кроме того, не учитывается их изменение в процессе неизбежного изнашивания, которое приводит к значительному отклонению от исходных силовых и кинематических характеристик привода, что может оказаться причиной преждевременного отказа эксплуатируемой машины.

Поставленную задачу можно решить, используя триботехнические методы. Однако, это требует затрат времени и средств на постановку, проведение и обработку результатов эксперимента. Поэтому более

предпочтительно использовать численное моделирование с применением современных возможностей ЭВМ.

При выборе основных параметров передачи приводное колесо-рейка приходится решать задачу многокритериального синтеза основными ограничениями которого являются: коэффициент запаса профиля, являющийся аналогом коэффициента перекрытия; коэффициенты неравномерности скорости и усилия подачи, которые должны быть сведены к минимальным значениям; ограничения по критерию удельного давления и отсутствию интерференции в зацеплении; спроектированная передача должна удовлетворять прочностным критериям при минимальных габаритах [2].

Одной из важнейших характеристик проектируемой передачи является скольжение в зацеплении колесо-рейка. Ранее решение этой задачи проводилось графически с использованием метода планов скоростей, либо с применением понятия аналогов скоростей скольжения, что достаточно сложно и не представительно, так как при повороте колеса только на 1 градус, необходимо строить новый план скорости. Наиболее предпочтительным для решения этой задачи представляется применение метода замкнутых векторных контуров (рис. 2), на основании которого выведена зависимость для определения скорости скольжения в зацеплении колесо-рейка:

$$V_{1n} = \sqrt{V_n^2 + V_1^2 - 2V_n V_1 \cos \beta} \quad (1)$$

- $r_k$  – радиус, определяющий положение точки контакта, мм;
- $H_i$  – высота точки контакта зуба колеса с зубом рейки, мм;
- $r_{цн2}$  – радиус центров профиля зуба колеса, мм;
- $\varphi_i$  – угол поворота приводного колеса, рад;
- $\alpha$  – угол наклона профиля зуба рейки, рад;
- $\omega$  – угловая скорость вращения колеса,  $c^{-1}$ ;
- $r_{n2}$  – радиус профиля зуба колеса, мм;
- $V_1$  – окружная скорость колеса, мм/с;
- $a_{w2p}$  – межосевое расстояние, мм;
- $V_n$  – скорость подачи, мм/с;
- $P_p$  – шаг зацепления, мм.

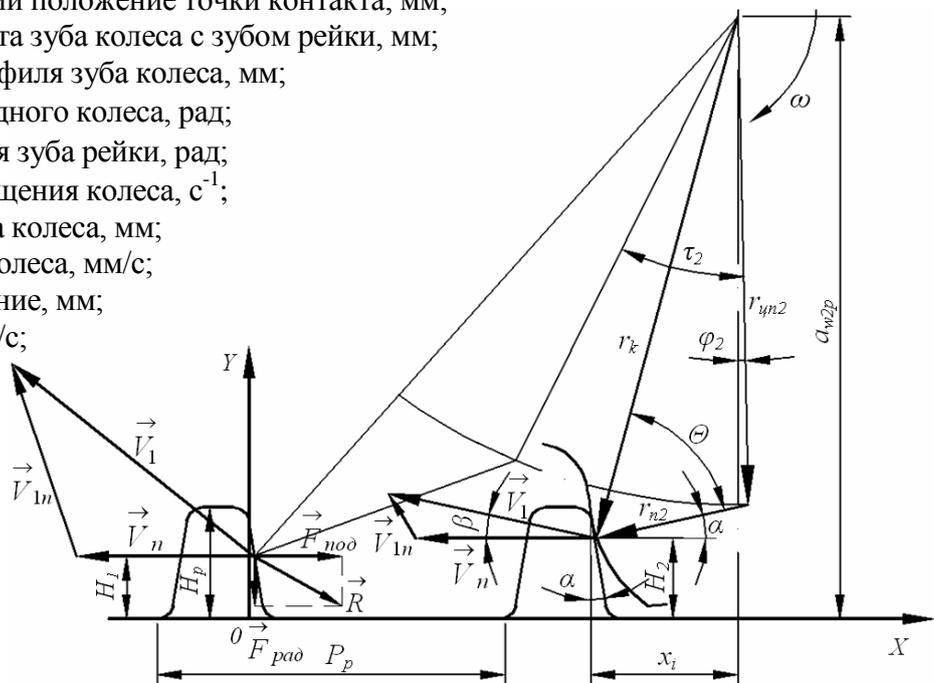


Рис. 2 – Расчётная схема к определению параметров скольжения в зацеплении колесо-зубчатая рейка

Рассмотрим зацепление колесо-зубчатая рейка (рис. 2). При этом для зависимости (1):

где  $V_1 = \omega r_k$  – окружная скорость.

$V_n = \omega(a_{w2p} - H_i)$  – скорость подачи;

$H_i = a_{w2p} - r_{yn2} \cos \varphi_i - r_{n2} \sin \alpha$  – изменение координаты точки контакта зуба колеса с зубом рейки;

$r_k = \sqrt{r_{yn2}^2 + r_{n2}^2 - 2r_{yn2}r_{n2} \sin(\varphi_i - \alpha)}$  – радиус контакта;

$\beta = \frac{\pi}{2} - \alpha - \arcsin\left(\frac{r_{yn2}}{r_k} \cos(\varphi_i - \alpha)\right)$  – угол между векторами скорости

подачи и окружной скорости;

$\varphi_2 = \arccos\left(\frac{a_{w2p} - r_{n2} \sin \alpha - H_2}{r_{yn2}}\right)$  – угол входа в зацепление;

После подстановки всех значений в (1) и преобразования получим скорость скольжения в зацеплении зубчатое колесо-зубчатая рейка:

$$V_{1n}^{3p} = \omega \sqrt{\left(r_{yn} \cos \varphi + r_n \sin \alpha\right)^2 + \left(r_{yn}^2 + r_n^2 - 2r_{yn}r_n \sin(\varphi - \alpha)\right) - 2\left(r_{yn} \cos \varphi + r_n \sin \alpha\right) \times \sqrt{r_{yn}^2 + r_n^2 - 2r_{yn}r_n \sin(\varphi - \alpha)} \sin\left(\alpha + \arcsin\left(\frac{r_{yn} \cos(\varphi - \alpha)}{\sqrt{r_{yn}^2 + r_n^2 - 2r_{yn}r_n \sin(\varphi - \alpha)}}\right)\right)}$$

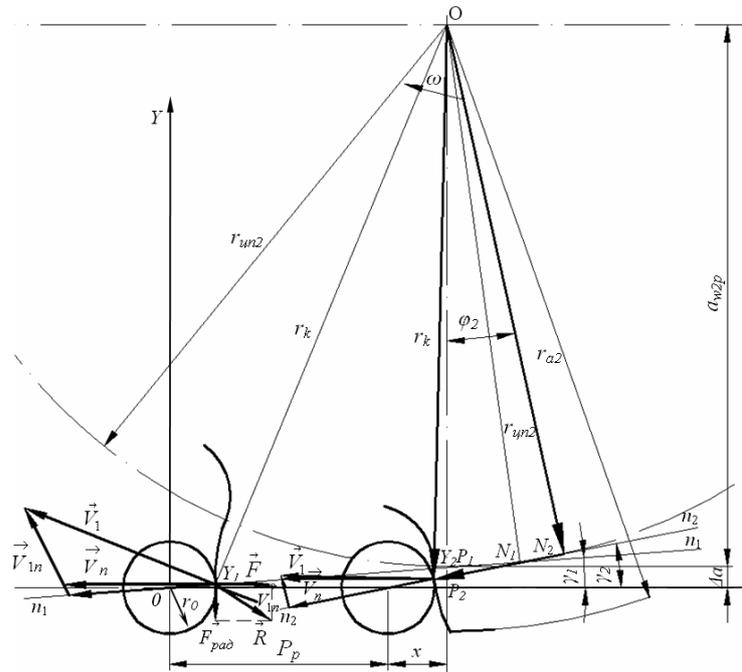


Рис. 3 – Расчётная схема к определению параметров скольжения в зацеплении колесо-зубчатая рейка

Рассмотрим зацепление колесо-цевочная рейка (рис. 3). При этом для зависимости (1):

$$V_n = \omega(a_{w2p} - r_0 \sin(\gamma_i)) - \text{скорость подачи};$$

$$\gamma_i = \arcsin\left(\frac{a_{w2p} - r_{yn2} \cos \varphi_i}{r_{n2} + r_0}\right) - \text{изменение угла давления в зацеплении};$$

$$r_k = \sqrt{r_{yn2}^2 + r_{n2}^2 - 2r_{yn2}r_{n2} \sin(\varphi_i - \gamma_i)} - \text{радиус контакта};$$

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \gamma_i - \arcsin\left(\frac{r_{yn2}}{r_k} \cos(\varphi_i - \gamma_i)\right) - \text{угол между векторами скорости}$$

подачи и окружной скорости;

$$\varphi_2 = \arccos\left(\frac{a_{w2p} - (r_{n2} + r_0) \sin(\gamma_2)}{r_{yn2}}\right) - \text{угол входа в зацепление.}$$

Здесь  $\omega$  – угловая скорость приводного колеса движителя,  $\text{с}^{-1}$ ;  $r_k$  – радиус окружности, на которой расположена точка контакта зуба колеса и цевки рейки, мм;  $r_0$  – радиус цевки, мм;  $\gamma_i$  – угол давления в зацеплении, рад;  $\varphi_i$  – угол поворота приводного колеса, рад.

Для наиболее рационального выбора параметров зубчато-реечной передачи определяем удельное скольжение в зацеплении, которое является отношением скорости скольжения к скорости качения контактирующих профилей, причем для зацепления зубчатое колесо-зубчатая рейка удельное скольжение по зубу колеса:

$$\lambda_{3p}^k = \frac{V_{1n}^{3p}}{\omega r_{n2}}$$

удельное скольжение по зубу рейки:

$$\lambda_{3p}^p = \frac{V_{1n}^{3p} \sin \alpha}{\omega r_{n2}}$$

Для зацепления зубчатое колесо-цевочная рейка удельное скольжение по зубу колеса:

$$\lambda_{4p}^k = \frac{V_{1n}^{4p}}{\omega r_{n2}}$$

удельное скольжение по цевке:

$$\lambda_{4p}^u = \frac{V_{1n}^{4p}}{\omega r_0}$$

Графики на рис. 4 построены при следующих исходных данных: угол наклона зуба рейки  $\alpha=8^\circ$ , шаг зацепления рейки  $P_p=138$  мм, высота зуба рейки  $H_p=75$  мм, радиус профиля зуба колеса  $r_{n2}=52$  мм, изменение координаты точки входа  $H_2=28$  мм и выхода из зацепления  $H_1=56$  мм, угловая скорость  $\omega=0,36 \text{ с}^{-1}$ , число зубьев колеса  $z_2=7 \dots 11$ .

Графики на рис. 5 построены при следующих исходных данных: шаг зацепления рейки  $P_p=100$  мм, диаметр цевки  $d_0=50$  мм, радиус профиля зуба колеса  $r_{n2}=51$  мм, углы давления на входе и выходе из зацепления:  $\gamma_2=7$  град,  $\gamma_1=5$  град, угловая скорость  $\omega=0,36$  с<sup>-1</sup>, число зубьев колеса  $z_2=7...11$ .

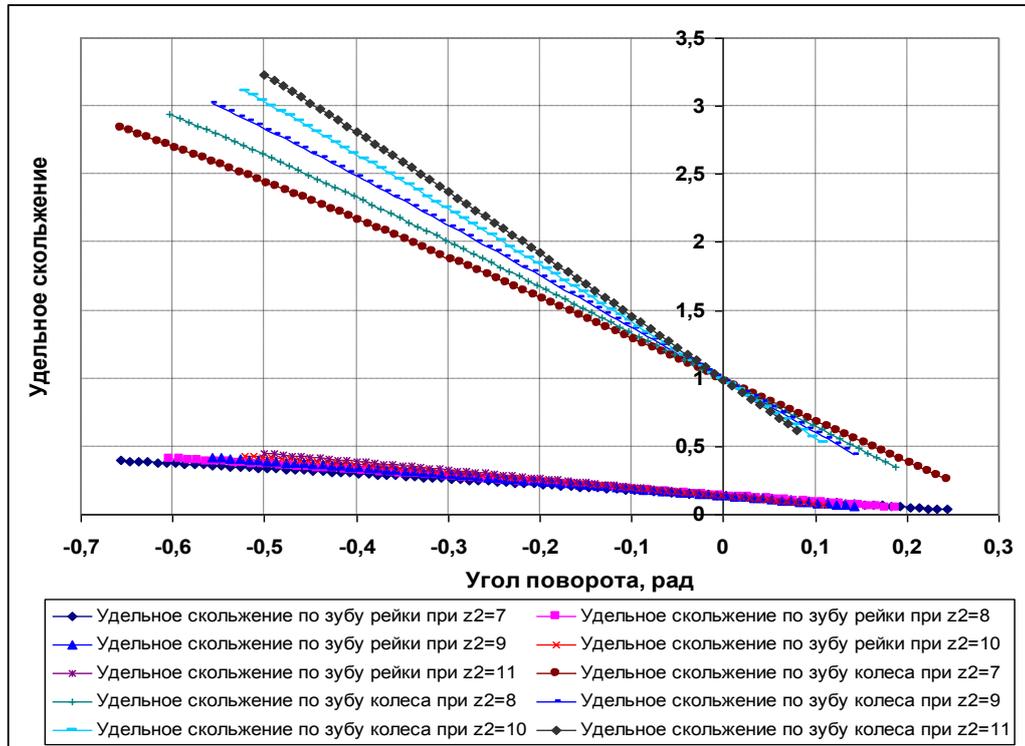


Рис. 4 – Зависимость изменения удельного скольжения от угла поворота колеса для пары колесо-зубчатая рейка

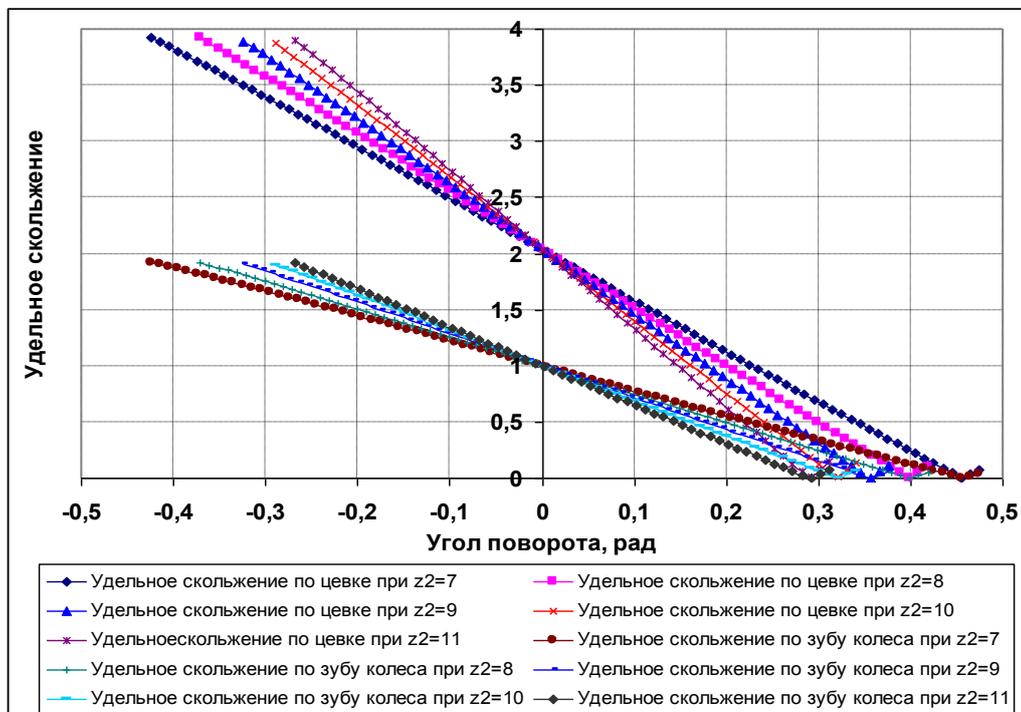


Рис. 5 – Зависимость изменения удельного скольжения от угла поворота колеса для пары колесо-цевочная рейка

Анализ зависимости удельного скольжения от угла поворота колеса (рис. 4, 5), позволил установить, что удельное скольжение по зубу в зубчатой рейке в 8 раз ниже удельного скольжения по цевке для цевочной рейки. Таким образом, применение зубчатых реек позволяет значительно поднять эффективность механизма подачи грунтопрокалывающей установки.

Опыт эксплуатации эвольвентных зубчатых передач [3] показывает, что выкрашивание и истирание зубьев, то есть износ их, происходит всегда в околополусной зоне и почти всегда на ножке зубьев, особенно у малого колеса. В полюсе коэффициенты скольжения равны нулю, а износ зубьев в этом месте получается весьма заметным. Значит, во всем этом сложном деле играют роль иные факторы, одним из которых является ускорение скольжения зубьев, а не вообще скольжение, определяемое величиной скорости скольжения.

Следовательно, введение в процесс проектирования сравнительного анализа по критерию ускорения скольжения позволит выбрать геометрические параметры передачи, обладающей минимальным изнашиванием в процессе эксплуатации.

Значение ускорения скольжения, которое является первой производной скорости скольжения по времени, в зацеплении колесо-рейка можно определить, используя зависимость:

$$U = \frac{1}{\sqrt{V_n^2 + V_1^2 - 2V_n V_1 \cos \beta}} \left( (V_n - V_1 \cos \beta) \frac{dV_n}{d\varphi} + (V_1 - V_n \cos \beta) \frac{dV_1}{d\varphi} + V_n V_1 \sin \beta \frac{d\beta}{d\varphi} \right)$$

Проведенный анализ зависимости изменения ускорения скольжения от угла поворота колеса для пары колесо-зубчатая рейка (рисунок 6) показал, что при проектировании передачи «колесо-зубчатая рейка» значение радиуса профиля зуба колеса необходимо принимать не менее 35 мм, так как при этом ускорение скольжения не меняет своего знака. Необходимо отметить, что увеличение радиуса профиля практически не оказывает влияния на величину ускорения скольжения. Поэтому верхний предел величины радиуса профиля зуба колеса будет ограничен условиями вписываемости в зубчатую рейку.

В результате анализа зависимостей удельного скольжения и ускорения скольжения от угла поворота колеса (рис. 4 и 7), установлено, что при увеличении числа зубьев приводного колеса с 7 до 11 удельное скольжение изменяется на 10%, тогда как ускорение скольжения – на 36%. При этом выбор радиуса профиля зуба колеса в диапазоне 45...60 мм позволяет избежать смены направления ускорения скольжения и улучшить условия работы передачи. Таким образом, показатель ускорения скольжения значительно более чувствителен к изменению геометрических параметров передачи, чем скорость скольжения и не должен превышать  $U \leq |70| \text{ мм/с}^2$ .

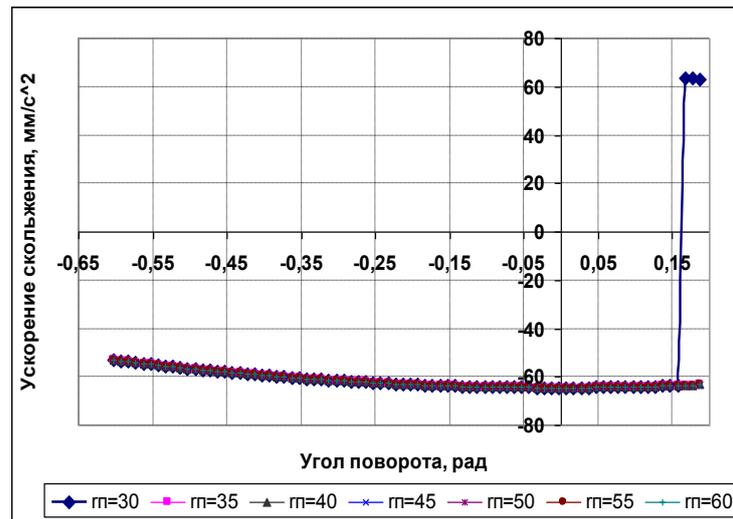


Рис. 6 – Зависимость изменения ускорения скольжения от угла поворота колеса при различных радиусах профиля колеса

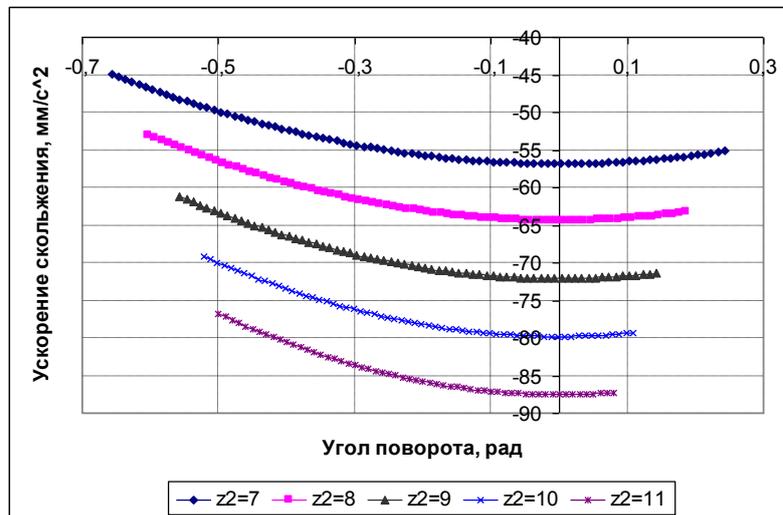


Рис. 7 – Зависимость изменения ускорения скольжения от угла поворота колеса при различных числах зубьев приводного колеса

Проведенные аналитические исследования расширяют возможности сравнения различных геометрических характеристик передачи на стадии проектирования за счёт введения дополнительных показателей качества.

### Список литературы

1. Дорожные машины и производственная база строительства: учеб. пособие / Е.И. Захаров [и др.]. Тула: Изд-во ТулГУ, 2008. 606 с.
2. Основы проектирования горных машин и оборудования. Проектирование и конструирование машин для бестраншейной прокладки труб: учеб. пособие / Л.В. Лукиенко [и др.]. Тула: Изд-во ТулГУ, 2009. 157 с.
3. Гавриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. М.: Машиностроение, 1969. 432 с.

# РЕДКИЕ АТТРАКТОРЫ И МЕТОД ПОЛНЫХ БИФУРКАЦИОННЫХ ГРУПП В ЗАДАЧАХ ДИНАМИКИ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

## *RARE ATTRACTORS AND METHOD OF COMPLETE BIFURCATION GROUPS IN TASKS OF DYNAMICS OF MACHINE AND MECHANISMS*

**А.В. Клоков** – м.т.н., докторант, **М.В. Закржевский** – д.т.н., проф.  
Рижский технический университет, Институт механики, Рига, Латвия

**Abstract.** The nonlinear dynamical systems are widely used in the engineering, but their qualitative behavior hasn't been investigated enough. Therefore the aim of this work is to study new nonlinear effects by the method of complete bifurcation groups (MCBG) in archetypal models of the nonlinear dynamical systems with one degree of freedom, which are sufficiently close to the real models used in dynamics of the machines and mechanisms. The method is based on the ideas of Poincaré, Birkhoff, Andronov and others [1-6]. The MCBG allows in a new way examining some sections of theory of catastrophes, with greater authenticity deciding the tasks of nonlinear diagnostics [7]. In the important problem of controlling chaos in the dynamical systems [8, 9] it is also succeeded to propose new solutions on the basis of MCBG. In the near future this approach can find a wide application at the decision of aerospace tasks dynamical tasks of medicine and ecology, and also modern tasks of economy and control. For illustration of main ideas of the method and possibility of obtaining on its basis the new results in this work are used simple considerably nonlinear models with one degree of freedom and with external harmonic excitation. New bifurcation subgroups, received by the MCBG, are so-called rare attractors (RA), complex protuberances, unstable periodic infinitiums (UPI) allow to do complete bifurcation analysis for the nonlinear models. It is shown that UPI bifurcation groups formed in the model chaotic behaviour such as usual chaotic or rare chaotic attractors, or chaotic transients. The main feature of the MCBG is that it uses nT-branches continuation without their break in bifurcation points and connected with protuberances born from some bifurcation points by period doubling.

### **Введение**

Недавние исследования в области нелинейной динамики показали, что во всех ранее изучаемых типовых моделях обнаруживаются так называемые редкие аттракторы (РА), которые остаются не замеченными при использовании традиционных приближенных методов анализа. Систематический поиск редких аттракторов производится при помощи

метода полных бифуркационных групп (МПБГ) [1-6], который позволяет проводить более полный глобальный анализ поведения систем.

При рассмотрении динамики машин и механизмов используются существенно нелинейные модели [1-6]. Поэтому авторы настоящей работы высказывают предположение, что редкие аттракторы существуют в этих моделях и их поиск является важной частью анализа качественного поведения динамических систем. Можно предположить, что редкие аттракторы могут приводить к поломкам и техническим катастрофам, связанным с неожиданным появлением новых режимов с большими амплитудами, либо к другим катастрофическим или неожиданным явлениям. Поэтому целью настоящей работы является исследование динамики типовых систем с одной или несколькими степенями свободы при помощи метода полных бифуркационных групп, модели которых достаточно близки к реальным моделям, используемым в динамике машин и механизмов. Показано существование в типовых системах редких регулярных и хаотических аттракторов. Исследования направлены на создание теории редких динамических явлений, как в технике, так и в социологии, биологии и медицине.

### **Метод полных бифуркационных групп в нелинейной динамике**

Хорошо известно, что в нелинейной динамической системе, например, с периодическим возбуждением, в заданной точке пространства параметров (частота и амплитуда возбуждения, диссипация и др.) существует одно, несколько, или даже много различных устойчивых и неустойчивых стационарных регулярных или хаотических решений, реализация каждого из которого требует задания определенных начальных условий.

Анализ качественного поведения различных динамических систем показал, что все стационарные решения в динамической системе принадлежат одной, нескольким, или многим отдельным бифуркационным группам (БГ). Каждая бифуркационная группа имеет свое название, например 1Т, 2Т или 7Т. Это означает, что минимальный период основного решения  $P_1$  в группе 1Т равен периоду вынуждающей силы, для (субгармонической) группы 2Т - минимальный период равен  $P_2$ , для (субгармонической) группы 7Т - минимальный период в семь раз больше. Все бифуркационные группы в пространстве параметров не связаны непосредственно друг с другом и существуют независимо в своей области параметров.

Каждая из полных БГ включает все взаимосвязанные между собой устойчивые и неустойчивые режимы (решения) с наименьшим периодом и другими режимами, рождающимися из точек бифуркаций решений этой группы. Ветви решений для одной группы при полном бифуркационном однопараметрическом анализе нигде не имеют разрывов, в частности, в

точках суб- и суперкритических бифуркаций типа вил, типа "складка бифуркациях Андронова - Хопфа. Все ветви решений (устойчивые и неустойчивые) продолжаются по параметру для получения общей картины решений. Каждая из отдельных БГ, как правило, обладает многорежимностью, включая, в частности, хаотические колебания. Бифуркационный анализ системы в заданном пространстве параметров и заданном пространстве состояний, проведенный с учетом всех устойчивых и неустойчивых стационарных решений, их областей притяжения и анализ переходных режимов для решений каждой БГ, составляет предмет глобального анализа поведения динамической системы. Сосуществование различных БГ определяет общую топологию бифуркационных диаграмм и бифуркационных карт (двухпараметрических диаграмм) при глобальном анализе ДС.

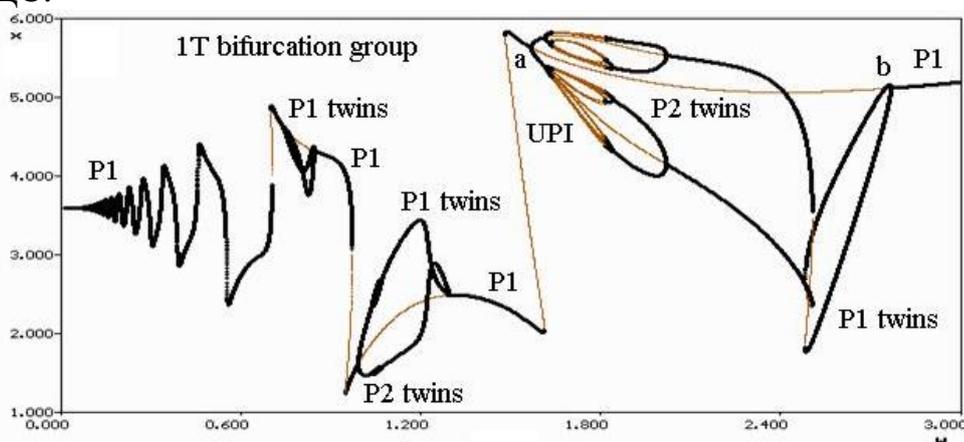


Рис. 1 – Бифуркационная диаграмма для системы Дуффинга. Показана полная бифуркационная группа 1T. Уравнение:  $\ddot{x} + bx + x + x^3 = h_1 \cos(\omega t)$ . Параметры:  $b = 0.4$ ,  $h_1 = 50$ ,  $\omega = var$

Одним из важнейшем топологическим элементом типовой бифуркационной группы является подгруппа с бесконечным числом неустойчивых периодических решений, образовавшаяся в результате полного каскада удвоения основного периода. Хотя такая подгруппа хорошо известна, начиная от А. Пуанкаре, мы решили присвоить ей название - "подгруппа UPI Unstable Periodic Infinitum [2-4]. Наличие подгруппы с UPI всегда свидетельствует о существовании в этой бифуркационной группе динамической системы (ДС) соответствующего ей хаотического аттрактора или хаотического переходного процесса [2-4]. На построенном рис. 1 для вынужденных колебаний в симметричном уравнении Дуффинга, показано построение решений для основной 1T бифуркационной группы с UPI. На бифуркационных диаграммах по одной оси откладывается варьируемый параметр, по второй - координаты неподвижной точки или амплитуда периодического режима. Устойчивым ветвям соответствуют толстые линии, неустойчивым - тонкие.

Бифуркационная диаграмма на рис.1.с является полной так как на ней показаны все устойчивые и неустойчивые режимы группы 1Т: это режимы P1, P1 twins, P2 twins и решения, связанные с группой UPI.

Расчеты, на основе которых получены все результаты в работе, производились с использованием оригинальных программах NLO и Spring [5, б], прямых численных методов для решения задачи Коши, метода точечного отображения Пуанкаре и метода Ньютона-Канторовича для отыскания неподвижных точек и оценки их устойчивости.

### Топология бифуркационных групп, протуберанцы и редкие аттракторы

При проведении полного бифуркационного анализа, даже для широко известных (простых) нелинейных динамических моделей, всегда удается обнаружить новые неизвестные ранее устойчивые режимы.

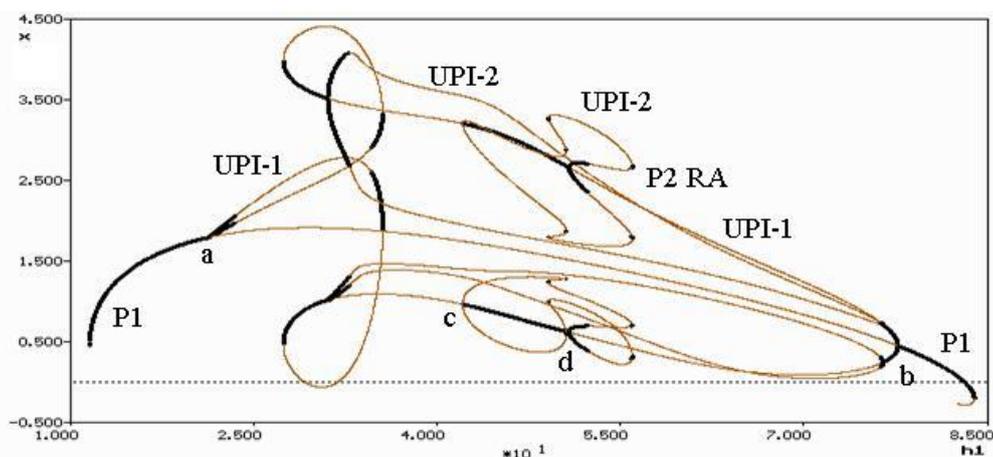


Рис. 2 – Бифуркационная диаграмма для колебательной системы Дуффинга. На диаграмме показан фрагмент бифуркационной группы 1Т со сложным протуберанцем (a, b), редкими аттракторами (RA) и хаотическими областями с UPI. Уравнение:

$$\ddot{x} + b\dot{x} + x^3 = h_1 \cos(\omega t). \text{ Параметры: } b = 0.05, \omega = 1, h_1 = \text{var}$$

Приведем пример бифуркационной диаграммы (БГ) для вынужденных колебаний в симметричном уравнении Дуффинга с упругой восстанавливающей силой  $f(x) = x^3$ , линейной диссипацией и гармоническим  $H(\omega t)$  возбуждением (рис.2). На нем показан фрагмент БГ 1Т с симметричными режимами периода-1 (P1), несимметричными с периодом-1 (P1 twins) и режимами с периодом-2 (P2 twins). Выросший из бифуркационных точек потери симметрии (точки a, b) "протуберанец" имеет неожиданно сложную топологию с редкими аттракторами P2 и несколькими областями с UPI (зоны хаоса). Таким образом, роль протуберанцев является весьма существенной для глобального анализа нелинейных динамических систем.

Два других типа редких аттракторов (RA) для уравнения Дуффинга с  $f(x) = x + x^3$  показаны на рис.3. Эти аттракторы образуются на конце

субгармонического острова  $3T$ , то есть в новой самостоятельной группе, сосуществующей с основной группой  $1T$ . На рис. 3,b редкие аттракторы существуют на двух концах "притопленного" острова  $3T$ . Все концевые редкие аттракторы (tip rare attractors) являются бифуркационной подгруппой, в которой с одной стороны находится складка с редким аттрактором (P3 RA для системы на рис.3), с другой - каскад удвоения периода, редкий хаотический аттрактор и затем UPI этой бифуркационной группы.

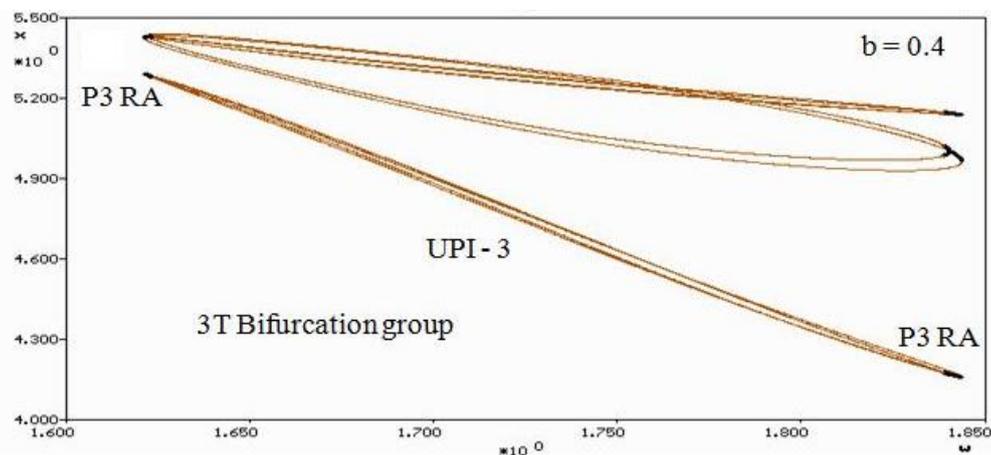


Рис. 3 – Редкие концевые аттракторы в субгармонических островах  $3T$  [4].

Бифуркационная диаграмма для колебательной системы с симметричной полиномиальной упругой характеристикой и линейным трением при изменении частоты  $\omega$  гармонического воздействия. На диаграмме показана бифуркационная группа  $3T$  с редкими аттракторами P3 RA и хаотическими областями с UPI. Уравнение:

$$\ddot{x} + b\dot{x} + x + x^3 = h_1 \cos(\omega t). \text{ Параметры системы: } h_1 = 50, b = 0.4, \omega = \text{var}$$

### Стабилизация неустойчивых вынужденных колебаний в системе с двумя потенциальными ямами и редкие аттракторы

Давно известно, что неустойчивое положение динамической системы можно стабилизировать при помощи вибраций. Например, верхнее неустойчивое положение маятника стабилизируется при определенных условиях вертикальными колебаниями его точки подвеса, что приводит к системе с параметрическим возбуждением [10]. Менее изучена возможность стабилизации неустойчивого положения при помощи вынужденных колебаний [2, 11]. Пример (пример уравнения Дуффинга) с двумя потенциальными ямами, показывающий как использование метода полных бифуркационных групп позволяет прояснить эту задачу, рассмотрен в работе [4]. Из неустойчивых режимов при увеличении амплитуды вынуждающей силы происходит рождение устойчивых периодических и хаотических колебаний на выступе потенциальной ямы.

### Парадоксы линейной диссипации при нелинейных колебаниях

Метод полных бифуркационных групп позволяет детально исследовать природу недавно обнаруженного общего явления в нелинейных

динамических системах, связанного с увеличением линейной диссипации [12]. Оказывается, что при вынужденных колебаниях при увеличении коэффициента линейного трения могут "неожиданно" рождаться дополнительные устойчивые периодические и хаотические режимы. Удивительно, что амплитуды колебаний этих новых режимов могут быть существенно больше, чем амплитуды обычных режимов. Очевидно, что это явление может приводить к непредсказуемым поломкам и авариям различного технического оборудования, роторных и вибрационных машин. При дальнейшем увеличении трения эти новые режимы с большими амплитудами погибают, однако область их существования может быть достаточно большой.

### Рождение редких аттракторов при введении несимметрии в динамическую симметричную систему

Рассмотрим в качестве первого примера типовое уравнение Дуффинга с введенной в систему небольшой несимметрией, и теперь упругая сила будет иметь вид  $f(x)=a_0+x+x^3$ . Пусть коэффициент несимметрии  $a_0$  достаточно мал, так что качественный вид скелетной кривой и потенциальной ямы практически не меняется при его введении [4].

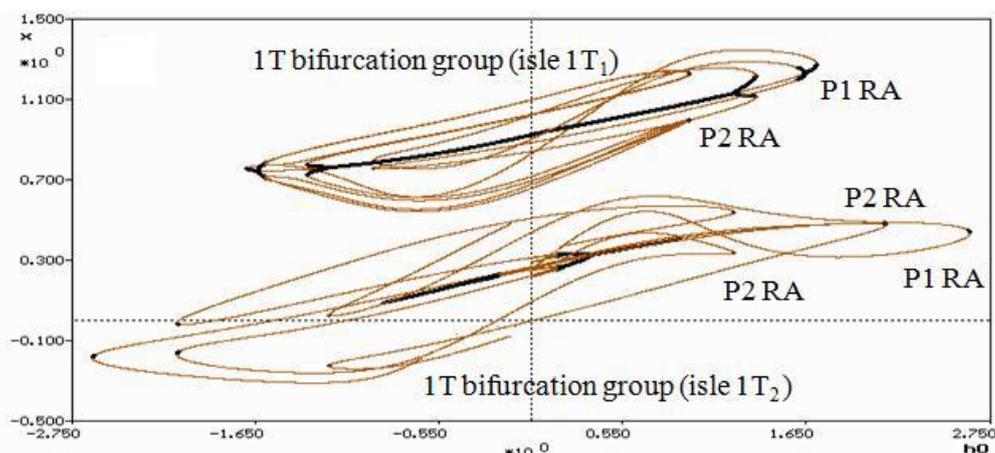


Рис. 4 – Рождение редких аттракторов при введении несимметрии. Бифуркационная диаграмма маятника, точка подвеса которого колеблется по горизонтали, и на которую действует момент  $h_0$ . Показаны две группы 1Т со своими редкими аттракторами P1 и P2. Уравнение:  $\ddot{x} + b\dot{x} + a_1 \sin(\pi x) = h_0 + h \cos(\omega t) \cos(\pi x)$ . Параметры:  $b = 0.25$ ,  $a_1 = -1$ ,  $h = 1$ ,  $\omega = 1.8$ ,  $h_0 = var$

Посмотрим на результаты бифуркационного анализа для этой системы при варьировании коэффициента несимметрии  $a_0$  (рис.4.а) Получено, что для субгармонической группы 3Т даже небольшая несимметрия приводит к появлению нескольких новых редких аттракторов, два из которых имеют большие амплитуды.

В следующем более сложном примере (рис.5) рассмотрено рождение большого количества новых редких аттракторов в маятниковой системе [13],

точка подвеса которого колеблется под углом  $\alpha$  от горизонтального направления к вертикальному. Таким образом, можно сделать вывод, что введение небольшой несимметрии в нелинейную динамическую систему в ряде случаев приводит к неожиданному появлению новых опасных режимов в виде редких аттракторов.

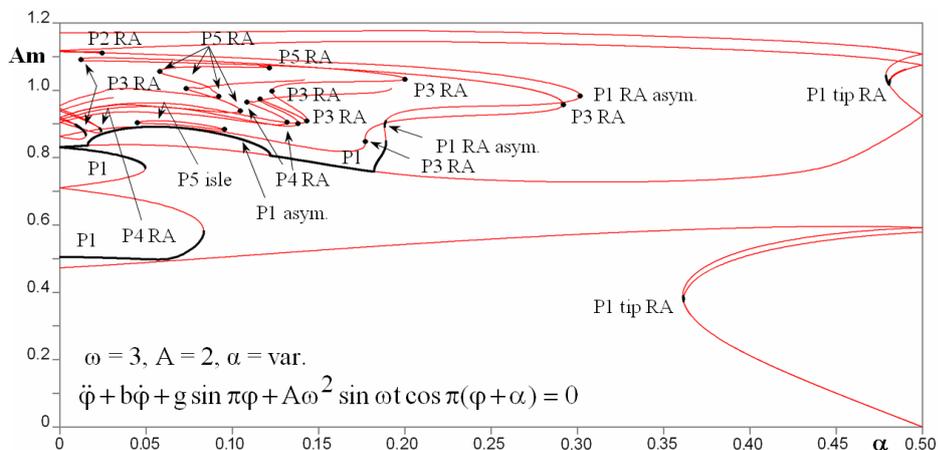


Рис. 5 – Рождение большого количества редких аттракторов при введении несимметрии. Бифуркационная диаграмма маятника, точка подвеса которого колеблется под углом  $\alpha$  от горизонтального направления к вертикальному. Показано появление большого количества редких аттракторов (РА), обозначенных черными кружками. Внутри каждого из обозначенных кружков существуют редкие бифуркационные подгруппы с каскадом удвоения периода и редкими хаотическими аттракторами. Параметры:  $b = 0.2, g = 10, \omega = 3, A = 2, \alpha = \text{var}$

## Заключение

Предложенный новый метод полных бифуркационных групп для задач нелинейной динамики позволяет находить неизвестные ранее редкие аттракторы, имеющие практическую значимость, объяснять природу неожиданных явлений, например, таких как парадоксы диссипации и несимметрии. Этот метод позволяет разработать новые разделы теории катастроф на базе теории редких аттракторов. Есть уверенность, что этот подход найдет широкое применение при решении новых задач вибромеханики, аэрокосмических задач, динамических задач медицины и экологии, а также будет полезен при решении современных задач экономики и управления.

Эта работа выполнена при содействии Европейского социального фонда в рамках проекта «Поддержка развития докторантуры РГУ».

## Список литературы

1. Закржевский М.В., Типовые бифуркационные группы в теории нелинейных колебаний. //Труды XV симпозиума «Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем, РАН, Москва, 2006, с. 116-122.

2. Zakrzhevsky M. New concepts of nonlinear dynamics: complete bifurcation groups, protuberances, unstable periodic infinitiums and rare attractors. //Journal of Vibroengineering, 2008 December, Volume 10, Issue 4, p. 421-441.
3. Zakrzhevsky, M.V. Global Nonlinear Dynamics Based on the Method of Complete Bifurcation Groups and Rare Attractors. //Proceedings of the ASME 2009 (IDETC/CIE 2009), CD, San Diego, USA, 2009, 8 p.
4. Закржевский М.В. Редкие аттракторы, парадоксы диссипации и несимметрии в задачах вибрационной механики и нелинейной динамики. //Нелинейные проблемы теории колебаний и теории управления. Вибрационная механика. Под редакцией В.В.Белецкого, Д.А.Индейцева, А.Л.Фрадкова. СПб: Наука, 2009, с. 303-322.
5. Zakrzhevsky M., Frolov V. Bifurcation Analysis of the Stable Forced Oscillations near Unstable Equilibrium Position. //Proceeding of the 2nd European Nonlinear Oscillations Conference, Prague, 1996, Vol.2, pp. 265-267.
6. Schukin I.T. Development of the methods and algorithms of simulation of nonlinear dynamics problems. Bifurcations, chaos and rare attractors. //PhD Thesis, Riga - Daugavpils, 2005.
7. Цыфанский С. Бересневич В. Лушинков Б. Нелинейная вибродиагностика машин и механизмов. //Рига: РТУ, 2008.
8. Fradkov A.L., Pogromsky A.Yu. Introduction to Control of Oscillations and Chaos. //World Scientific, Singapore, 1998.
9. Fradkov A.L., Pogromsky A.Yu. Nonlinear and Adaptive Control of Chaos. //Handbook of Chaos Control, 2nd Ed., 2008.
10. Blekhman I.I. Kuznetsova L.L. Rare Events - rare attractors; formalization and examples. //Journal of Vibroengineering. 2008 December, Volume 10, Issue 4, pp. 418-420.
11. Zevin A.A. Some amazing phenomena in stability of nonlinear dynamical systems. //Proceedings of the 6th European Nonlinear Dynamics Conference ENOC-2008, 4 p., 2008.
12. Smirnova R.S., Zakrzhevsky M.V., Yevstignejev V.Yu., Schukin I.T. Paradoxes of increasing linear damping in the nonlinear driven oscillators. //Journal of Vibroengineering, 2008 December, Volume 10, Issue 4, p. 529-537.
13. Zakrzhevsky M., Klokov A. Complete Bifurcation Analysis of a Pendulum with a Vibrating Support. //Proceedings of „16th US National Congress of Theoretical and Applied Mechanics”, June 27 - July 2, 2010, State College, Pennsylvania, USA, CD, 2 p.

# МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ БОРИРОВАННЫХ СЛОЕВ

## *MODELING OF WEAR RESISTANCE OF BORATED LAYERS*

**Н.П.Клочков**<sup>1</sup> – студент, **М.Г.Крукович**<sup>1</sup> – д.т.н. проф.,  
**Е.А. Бадерко**<sup>2</sup> – д.ф-м.н. проф.

<sup>1</sup> Московский государственный университет путей сообщения (МИИТ)

<sup>2</sup> Московский государственный университет им. М.В. Ломоносова

**Abstract.** Modeling of wear process of borated layers requires of the accounting of multiple characteristics. The article contains information regarding processes of forming of diffusion borated layers and their wear resistance, modeling of kinetics of diffusion borated layers' growth and wear. It has description of main methods of creating mathematical models of diffusion processes in multi-component systems. It also has recommendations for prognostic and calculating wear resistance rated.

Химико-термическая обработка в общем случае и процесс борирования в частности относятся к методам инженерии поверхности, задачами которой является обеспечение требуемого для определённых условий эксплуатации строения и свойств поверхностных слоёв путём целенаправленного конструирования их структуры с учётом свойств поверхности и сердцевины.

Действительно, разрушение деталей или инструментов при эксплуатации, главным образом, начинается с поверхности в результате физико-механического и химического взаимодействия с внешней средой. Поверхностные слои испытывают более интенсивное воздействие по сравнению с внутренними объёмами детали. Именно поверхность воспринимает все действующие локальные и общие нагрузки, что приводит к возникновению на ней максимальных напряжений. При этом наличие различных конструктивных, технологических и эксплуатационных концентраторов напряжений усугубляет процесс накопления повреждаемости и приводит к более быстрому выходу из строя детали. Определённую роль в этом играет и структурная нестабильность поверхности, которая обусловлена нескомпенсированностью связей атомов на поверхности кристаллической решётки.

Таким образом, в результате борирования и последующей термической обработки наряду с общим упрочнением достигается преимущественное упрочнение поверхности детали за счёт формирования на ней более прочных и стабильных при эксплуатации фаз и структур.

Инженерное конструирование структуры поверхностных слоёв при химико-термической обработке предусматривает следующие этапы:

- определение условий эксплуатации деталей или инструмента и причин выхода их из строя;
- формулирование требований к свойствам защитных покрытий и их качеству;
- оценка степени изменения размеров деталей и шероховатости поверхностей в результате обработки;
- выбор вида защитного покрытия из ряда рекомендованных видов;
- определение технологической базы, обеспечивающей реализацию выбранного вида упрочнения.

В соответствии с приведенными данными для большинства условий эксплуатации деталей оптимальными или приемлемыми являются борированные слои с различной структурой.

Основными условиями, определяющими понятие «инженерии поверхности» являются следующие:

- создание условий конструирования многозонной и многофазной композиционной структуры по толщине борированного слоя;
- управление толщиной этих зон;
- определение оптимального соотношения между толщиной и твердостью борированного слоя и твердостью сердцевины.

Борированные слои при правильном выборе технологии проведения, фазового состава и толщины слоя для конкретной марки стали обеспечивают существенное повышение долговечности быстро изнашиваемых деталей машин, технологической оснастки и инструментов. В то же время из-за множества факторов влияния на результаты борирования, сложностей моделирования процессов, протекающих в насыщающих средах, сложностей в прогнозировании конечного результата и множества дополнительных сопутствующих технологических особенностей не представляется возможным быстро определить оптимальный путь выбора. Одним из направлений, позволяющих получать прогностические результаты, является моделирование технологического процесса упрочнения.

Математическая модель технологического процесса позволяет полнее понять механизм физических явлений, проанализировать их основные закономерности, количественно оценить влияние технологических факторов на конечные результаты обработки. Для построения математических моделей диффузионных процессов в многокомпонентных системах используются следующие основные методы:

1) Микроскопический метод, который анализирует механизм перемещения диффундирующих элементов (т.е. элементарные процессы) и устанавливает связь между характеристиками диффузии и различными физическими свойствами твердого тела (кристаллической структурой, теплотой плавления, растворимостью элементов, константами упругости и т.п.);

2) Феноменологический метод, основанный на термодинамике неравновесных процессов.

С помощью этих методов в конечном итоге выводятся системы дифференциальных уравнений, описывающие приближенно диффузионные явления в многокомпонентных системах, и устанавливаются зависимости между диффузионными параметрами и различными физическими свойствами твердого тела.

Однако использование этих методов для конкретного технологического процесса на практике часто оказывается недостаточно удобным. Причины этого состоят в том, что поставленная математическая задача не всегда достаточно точно соответствует реальному технологическому процессу, требует высокого уровня детализации описания химической, кинетической и технологической информации. При этом алгоритм решения требует трудоемких вычислений при многократном обращении к экспериментальным данным. В частности, попытка реализации модели «диффузия + кинетика» позволила получить важные результаты с математической точки зрения, однако, даже для процесса борирования чистого железа в квазистационарном приближении по химическим реакциям не привело к получению результатов, удовлетворительно согласующихся с экспериментальными данными.

Таким образом, представляется целесообразным, используя модели отдельных участков процесса (образование субионов бора в насыщающей среде, их транспорт к обрабатываемой поверхности и восстановление на этой поверхности, закономерностей формирования фаз борированного слоя и их роста) и экспериментальные данные, построить модель процесса целиком и выявить параметры управления. То есть использовать сочетание закономерностей математического и предметного моделирования.

Процесс формирования диффузионных боридных слоёв в ионных газовых, жидких или твёрдых средах, принимая во внимание общность протекающих процессов, определяется следующими факторами:

- скоростью образования ионов низшей валентности (субионов) в насыщающем пространстве, которая зависит от состава среды и избыточного давления в насыщающей среде;
- скоростью транспорта субионов в насыщающей среде к обрабатываемой поверхности;
- скоростью реакций восстановления и адсорбционной способностью обрабатываемой поверхности;
- скоростью отвода продуктов реакции восстановления;
- реакционной способностью продуктов реакции восстановления и материалов насыщающей среды, которая определяет цикличность образования субионов и непрерывность процесса их образования;
- диффузионными процессами в самом обрабатываемом металле.

Большая часть выделенных факторов касается условий образования атомов насыщающего элемента, что, в конечном счете, определяет его концентрацию на поверхности.

Оптимальным путем решения задачи количественного описания факторов является отыскание интегральной характеристики системы, которая в наибольшей степени объективно отражает конечный результат. Такой характеристикой является «борный потенциал» среды, определяющий концентрацию бора на обрабатываемой поверхности.

Показателем насыщающей активности среды, т.е. ее «борным потенциалом» служит значение стационарного электродного потенциала железного образца (электрода), измеренного по отношению к нейтральному электроду сравнения. Оба электрода помещают в эту насыщающую среду и измеряют возникшую разность потенциалов. В качестве электрода сравнения был использован угольно-кислородный электрод. Принимая во внимание, что «борный потенциал» среды должен быть более электроотрицательным по отношению к потенциалу обрабатываемой поверхности и образующейся фазе, представляется возможным построение тарировочных зависимостей, связывающих фазовый состав поверхности, т.е. «борный потенциал» среды в зависимости от условий обработки.

Параметрами управления пластичностью борированных слоёв в расплавленных средах являются состав солевой составляющей, величина плотности тока, вид обрабатываемого материала, температура и продолжительность процесса борирования. С изменением этих параметров изменяются и стационарные электродные потенциалы материалов, т.е. «борный потенциал среды».

В каждом конкретном случае «борный потенциал» среды связывается с концентрацией бора на обрабатываемой поверхности и с фазовым составом образующегося борированного слоя.

Моделирование кинетики роста борированных слоев на чистом железе, с учётом «борного потенциала» среды или концентрации бора на поверхности, проводят либо путем решения задачи диффузии бора в железе и в боридных фазах, либо путем использования существующих наработок, либо экспериментальным путем, определяя толщину слоя на железе в заданных условиях, с последующим использованием полученных результатов для расчета толщины борированных слоёв на конструкционных сталях. Последний путь является наиболее приемлемым, так как во всех предыдущих случаях все равно должна проводиться экспериментальная проверка достоверности получаемых расчетов.

Имея достоверную рассчитанную с использованием «борного потенциала» среды толщину боридного слоя или экспериментальный результат по скорости роста борированного слоя на техническом железе в конкретных условиях, рассчитывают толщину слоя, полученную за заданный

промежуток времени, на любой конструкционной низко – или среднелегированной стали. Включая в расчёт температурную зависимость толщины слоя, представляется возможным и расчёт этой величины для каждой температуры. Либо, задавая толщину слоя на конкретной стали, определяют продолжительность необходимой выдержки. Либо, имея результат борирования какой-то стали, решают обратную задачу. Т.е. отсеивают влияние легирующих элементов данной стали и рассчитывают толщину слоя на другой стали с другим набором элементов.

Влияние каждого элемента в отдельности выражается формулами, приведенными в табл. 1. Формулы были получены путем аппроксимации зависимостей изменения толщины слоя от содержания легирующих элементов на специально выплавленных сталях.

Таблица 1  
Расчетные формулы влияния легирующих элементов  
на общую толщину боридных слоев

№ п/п	Легирующий элемент	Формула влияния легирующего элемента
1	C	$y_C = y_0 \exp(-0,65 x_C)$
2	Cr	$y_{Cr} = y_C (1 + 0,65 x_{Cr}^3 / y_C) \exp(-0,25 x_{Cr})$
3	Si	$y_{Si} = y_{Cr} \exp(-0,06 x_{Si})$
4	Mo	$y_{Mo} = y_{Si} \exp(-0,22 x_{Mo})$
5	W	$y_W = y_{Mo} (1 + 2 x_W^2 / y_{Mo}) \exp(-0,28 x_W)$
6	Ti	$y_{Ti} = y_W (1 + 25 x_{Ti}^3 / y_W) \exp(-0,88 x_{Ti})$
7	V	$y_V = y_{Ti} (1 + 40 x_V^3 / y_{Ti}) \exp(-1,1 x_V)$
8	Zr	$y_{Zr} = y_V (1 + 40 x_{Zr}^3 / y_V) \exp(-1,4 x_{Zr})$
9	Nb	$y_{Nb} = y_{Zr} (1 + 3 x_{Nb}^3 / y_{Zr}) \exp(-0,43 x_{Nb})$
10	Mn	$y_{Mn} = y_{Nb} \exp(-0,02 x_{Mn})$
11	Al	$y_{Al} = y_{Mn} (1 + 5 x_{Al} / y_{Mn}) \exp(-0,1 x_{Al})$
12	Cu	$y_{Cu} = y_{Al} \exp(-0,2 x_{Cu})$
13	Ni	$y_{Ni} = y_{Cu} \exp(-0,1 x_{Ni})$

Примечание:

$y$  – рассчитываемая толщина боридного слоя;

$y_0$  – толщина слоя на техническом железе;

$x$  – содержание легирующего элемента в стали в интервале от 0 до 6 % по массе.

В практике применения процесса борирования часто возникает необходимость сравнения результатов, полученных при различных условиях насыщения (температура и продолжительность обработки) и при использовании различных технологических способов. Сравнение результатов в этом случае следует проводить не по толщине слоя, полученного на определенной стали, а по значениям кинетического коэффициента ( $D$ ) с учётом его температурной зависимости.

Приведение случайных данных по толщине слоя боридов к единым условиям обработки проводится по формулам зависимости толщины слоя боридов ( $y$ ) от продолжительности ( $\tau$ ) и кинетического коэффициента ( $D$ ) от температуры обработки ( $T$ ):

$$y = D\sqrt{\tau};$$
$$D = Be^{bT^k}.$$

где:  $y$  - рассчитываемая толщина боридного слоя;

$D$  - кинетический коэффициент, зависящий от вида кристаллической решётки, соотношения атомных радиусов насыщаемого и диффундирующего элемента, коэффициента диффузии, фазового состава слоя и условий обработки;

$B, b, k$  - эмпирические коэффициенты, зависящие от борного потенциала среды, фазового состава слоя и способа обработки;

$T$  - температура обработки, °С.

$\tau$  - продолжительность борирования, ч.

Современное и перспективное машиностроение требует обеспечения работоспособности узлов трения и инструментов на более высоком уровне, т.е. работоспособности в более широком диапазоне температура с более высокими скоростями и удельными давлениями, в сложных условиях окружающей среды. При этом постоянно возникают требования снижения трудоемкости изготовления и материалоемкости изделий. При решении поставленной задачи важным является создание теоретических основ для разработки и выбора новых сочетаний триботехнических материалов по их физико-химическим и механическим свойствам.

Процесс изнашивания обычно характеризуют его интенсивностью, которая выражается различными параметрами:

- объёмом металла, удаленного за единицу времени с единичного пути трения, за один оборот детали или за одно колебание тела;

- потерей объёма на единицу нормальной силы при единичном пути скольжения, мм<sup>3</sup>/(Н·м), которую часто называют коэффициентом износа;

- потерей массы за единицу времени;

- изменением определённого размера за единицу времени;

- относительным изменением размера или объёма по отношению к тем же изменениям в эталонном материале.

Большое число механизмов изнашивания и их тесная взаимосвязь не позволяют провести четкую границу между ними и разделить на группы, которые позволили бы проводить прогностические расчёты с высокой степенью достоверности. Следует заметить, что двойственность процессов трения играет решающую роль в изнашивании деталей и инструментов. Поэтому его виды могут быть разделены по тому вкладу, который вносят деформация и адгезия. При этом адгезионное и усталостное изнашивание занимают крайние положения, поскольку усталость обусловлена в первую

очередь деформационными процессами, а схватывание играет решающую роль в адгезионном изнашивании.

В то же время фрикционное взаимодействие всегда происходит в определенной среде, которая оказывает значительное влияние на трибологические процессы, связанные с химическим активированием поверхностей трения, повышением температуры и разрыхлением подповерхностного слоя. Такие процессы в конечном итоге изменяют скорость деформирования и прочность адгезионных связей, но эти явления продолжают играть ведущую роль.

Наиболее часто борированные слои применяют для повышения износостойкости деталей, работающих в условиях трения скольжения, как при наличии, так и при отсутствии смазывающего материала, а также при абразивном изнашивании. Долговечность упрочнённой детали в условиях трения скольжения во многом определяется толщиной борированного слоя, которая ограничивается требованиями качества, так как для каждой марки стали имеется своя оптимальная толщина бездефектного слоя боридов. В ряде случаев допускается использование дефектных борированных слоев. Эта толщина слоя для любой марки стали может быть рассчитана по вышеприведенной методике.

В литературе имеется достаточное количество экспериментальных данных, доказывающих высокую износостойкость борированных слоёв. В то же время эти результаты в своем большинстве являются трудно сопоставимыми, так как характеризуют лишь поведение конкретного слоя в конкретных условиях испытаний. Поэтому для выбора оптимальной структуры и толщины борированного слоя требуется проведение всего комплекса испытаний различных слоев в одних и тех же условиях. Такой путь связан с большими материальными затратами. Накопленный опыт исследований свойств и использования борированных слоев позволил разработать оценочную методику расчёта их износостойкости.

Прогностическую оценку износостойкости диффузионных борированных слоев целесообразно производить с учетом критериальных значений пластичности конкретного слоя, коэффициента трения, скорости скольжения, напряженного состояния и контактных давлений. Критерием пластичности диффузионных слоев служит их способность сопротивляться скалыванию, которая названа напряжением скола ( $\bar{b}_{ск}$ ) и рассчитывается по формуле:

$$\bar{b}_{ск} = 0,174 \cdot P / (2 \cdot l^2 + l \cdot c),$$

где:  $P$  - нагрузка, кгс;

$l$  - расстояние от центра отпечатка до края образца при измерении микротвердости, мм;

$c$  - длина диагональ отпечатка, мм.

Напряжения скола с высокой степенью достоверности коррелируют со значениями твёрдости различных слоёв (диффузионных и закалённых). Эта закономерность позволяет определять величину напряжений скола на любом расстоянии от поверхности по значениям твёрдости, которая либо непосредственно измеряется по глубине компактного слоя, либо определяется расчётным методом при композиционной многофазной структуре слоя по значениям твёрдости каждой фазы.

В соответствии с разработанной методикой оценка износостойкости проводится с учетом твердости, пластической характеристики слоя (относительного удлинения), напряжения скола и характеристик условий трения, что позволяет оценить работоспособность слоя или любого другого материала в различных условиях эксплуатации. При этом напряжения скола, твёрдость и относительное удлинение используют при расчёте с учётом их изменения по толщине слоя. В связи с чем, борированный слой разбивается на участки, имеющие различную твердость:

- сплошной слой борида FeB;
- переходная зона FeB – Fe<sub>2</sub>B;
- сплошная зона борида Fe<sub>2</sub>B;
- переходная зона Fe<sub>2</sub>B – α - твердый раствор (подслой);
- подслой.

Таким образом, для проведения сравнительного прогностического расчёта предлагается следующая эмпирическая формула для оценки относительной износостойкости диффузионных слоев:

$$U = 10(1 - \delta) \cdot (\sqrt{\sigma_{ск}})^{-1} HV \cdot \exp \{ \sqrt{m\sigma_{ск}} - n \cdot b_k - k \cdot f - e \cdot v \}$$

где:  $HV$  - твердость гомогенного диффузионного слоя или композиционной гетерогенной структуры;

$\delta$  – относительное удлинение рассматриваемого слоя или материала, в %.

При отсутствии этой характеристики её следует рассчитать по формуле:

$$\delta(\%) \approx 4 \cdot 10^3 \cdot (HV)^{-1};$$

$b_k$  – удельное давление, кгс/мм<sup>2</sup>;

$f$  – коэффициент трения;

$v$  – скорость скольжения, м/с;

$m, n, k, e$  - эмпирические коэффициенты, которые могут принимать следующие значения (определены путём аппроксимации влияния соответствующих характеристик на износостойкость в условиях трения скольжения):

- $m = 0,01$ ;
- при жидкостном трении:  $n = 2, k = 2$ ;
- при трении без смазывающего материала и при абразивном изнашивании  $n = 5, k = 4$ ;
- при граничном трении:  $n = 3,5; k = 3,0$ .

Сравнительная оценка износостойкости диффузионных борированных слоев с различным типом структур, проведенная по предложенной методике, показала хорошую корреляцию с результатами натуральных испытаний в различных условиях трения. Расчётная износостойкость используется как сравнительная характеристика работоспособности различных слоёв в конкретных условиях эксплуатации.

Учет переменной твердости по сечению слоя, имеющего гетерогенное строение при переходе фазовых границ по мере изнашивания, проводится для двухфазного слоя в каждой горизонтальной плоскости с шагом  $i$ :

$$HV = [HV_1(1 - x_i) + HV_2(x_i)] \quad \text{при } i=0, 1, \dots, m;$$

где:  $x$  – толщина гетерофазной зоны слоя,

$HV_1$  и  $HV_2$  соответствующие твердости фаз.

По переменной твердости проводится коррекция напряжений скола и коэффициента трения. После расчета условной износостойкости каждой зоны слоя определяют суммарную износостойкость всего борированного слоя в рассматриваемых условиях. Расчётная износостойкость используется как сравнительная характеристика работоспособности различных диффузионных слоёв и компактных материалов в конкретных условиях эксплуатации.

# ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОПОВЕДЕНИЯ КОНСТРУКТИВНО-ПОДОБНОЙ МОДЕЛИ ЛОПАСТИ ВОЗДУШНОГО ВИНТА САМОЛЕТА ИЛ-112В

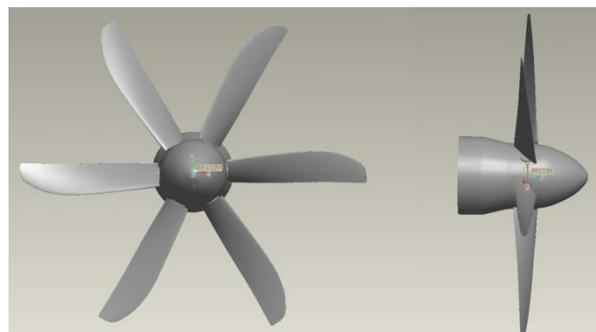
## *THE INVESTIGATION OF VIBRATION BEHAVIOR OF THE AIRCRAFT IL-112V PROPELLER VANE MODEL*

**А.М.Кокуров** – студент, **И.Н.Одинцев** – к.т.н., доцент  
Московский государственный технический университет «МАМИ»

**Abstract.** The paper describes method and results of experimental and calculated investigations of self-resonant frequency and mode shapes of the new generation military and transport aircraft IL-112V propeller vane.

В настоящее время на смену выводимого из эксплуатации военно-транспортного самолета Ан-12 должен прийти самолет нового поколения Ил-112. Для него проектируется двигатель ТВ7-117, под который в ОАО «НПП «Аэросила» создается новый воздушный многолопастной флюгерно-реверсивный винт-вентилятор АВ-112, отличающийся большим числом широкохордных лопастей с новым аэродинамическим профилем (что обеспечивает высокий КПД в широком диапазоне скоростей полета).

Новая конструкция и геометрия лопастей винта (рис.1) требует проведения сертификационных испытаний и расчётов. В ИМАШ РАН выполнены соответствующие экспериментальные и численные исследования. В дальнейшем, с учётом полученных результатов, будут проведены испытания модели винта в аэродинамической трубе (АДТ) ФГУП «ЦАГИ» на специальном стенде.



*Рис. 1 - Конструктивно-подобная модель лопасти винта АВ-112*

**Основная задача и цель испытаний** заключалась в определении динамических характеристик конструктивно подобной модели (КПМ) лопасти: собственных частот и форм низших тонов колебаний.

Исследования состояли из следующих основных этапов:

1. отработка и обоснование выбранной методики проведения эксперимента и численного расчета на объекте, обладающем простой геометрической формой;

2. определение виброповедения КПМ лопасти винта, верификация полученных результатов и составление вывода о точности соответствия математической модели её металлическому аналогу.

### Результаты исследования виброповедения прямоугольной пластины

Для отработки и обоснования методики верификации предварительно были проведены испытания и расчеты виброхарактеристик тестового объекта - тонкой алюминиевой пластины размерами  $0,085 \times 0,1200 \times 0,0019$  м, заземленной по одной из коротких сторон. Для проведения эксперимента с использованием методов голографической виброметрии [1,2] была выбрана схема интерферометра Э.Лейта и Ю.Упатниекса с делением световых пучков по фронту (рис. 2). Значения собственных частот в диапазоне 0-11300 Гц определялись с использованием голографической интерферометрии в реальном масштабе времени. Одновременно выполнялась идентификация соответствующих собственных форм колебаний по положениям узловых линий на поверхности объекта, вдоль которых амплитуды колебаний равны нулю (рис. 3). Напомним [3], что в используемой методике узловым линиям отвечают области, где при резонансных колебаниях сохраняются интерференционные полосы предварительно наведенного (оптическими средствами) раstra. Как известно, стандартные формы колебаний прямоугольной пластины могут идентифицироваться по количеству узловых линий, параллельных двум ее смежным сторонам. Иными словами, каждой такой форме ставится в соответствие пара чисел  $(m, n)$ , равных числу указанных узловых линий. В рассмотренном тестовом объекте одна из этих линий априори совпадала с границей жесткого закрепления. Полагая, что узловым линиям, параллельным заделке, отвечает первый индекс  $m$ , имеем  $m \geq 1$ . Таким образом первая изгибная форма колебаний пластины будет обозначаться как  $(1, 0)$ ; первая крутильная форма –  $(1, 1)$  и т.д.

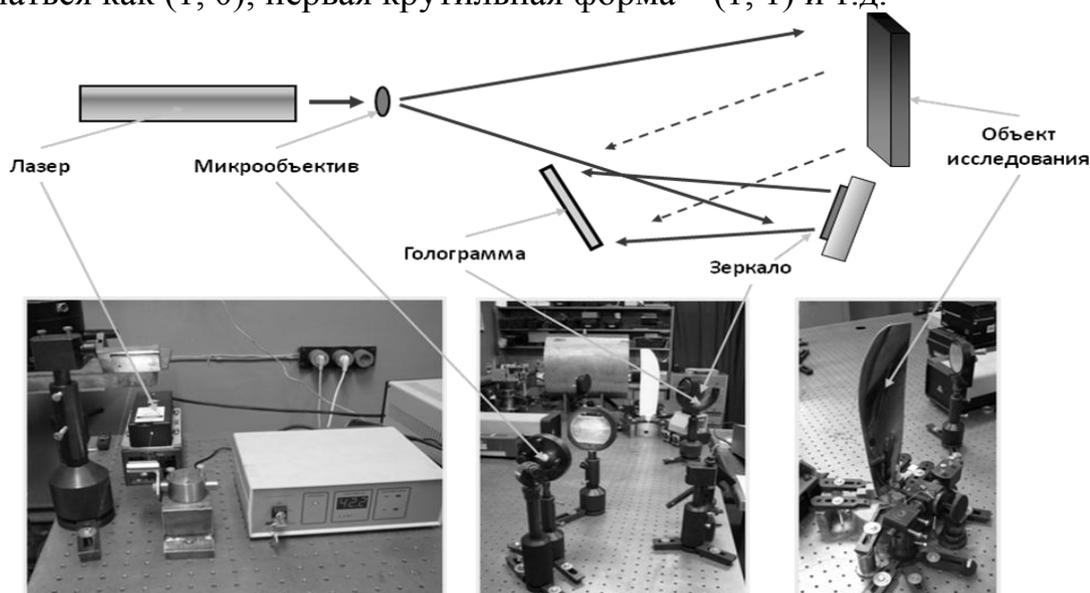


Рис. 2 – Схема голографического интерферометра с делением пучков по

Для более уверенной идентификации и выявления особенностей форм колебаний выполнялась регистрация интерферограмм колебаний пластины при полученных собственных частотах с помощью метода усреднения по времени. При восстановлении получаемых интерферограмм узловым линиям в данном случае будут соответствовать наиболее яркие полосы (рис.3), а значения амплитуд колебаний в произвольных точках вычисляются исходя из порядков проходящих через них интерференционных полос в соответствии с формулой

$$I = J_0^2\left(\frac{4\pi Z}{\lambda}\right),$$

где  $J_0$  – функция Бесселя 1-го рода нулевого порядка;  $Z$  – амплитуда колебаний;  $\lambda$  – длина волны. Это обстоятельство позволяет, в частности, оценивать относительную разность амплитуд колебаний в местах пространственно разнесенных пучностей, что имеет немаловажное значение при сопоставлении деформированного состояния, регистрируемого экспериментальным и расчетным путями. Заметим, что абсолютные значения амплитуд зависят от интенсивности возбуждающей нагрузки.

Для проработки и обоснования методики верификации был произведен численный расчет пластины в программном комплексе ANSYS. Пластина обладает простой геометрической формой, однако для повышения точности расчёта было принято использовать 3-D элементы. Поэтому при создании конечно-элементной модели применялась упорядоченная сетка, состоявшая из конечных элементов SOLID45 [4,5]. Механические свойства материала следующие:  $E=0,72 \cdot 10^{11}$  Па;  $\mu=0,32$ ;  $\rho=2800$  кг/м<sup>3</sup>. (Жесткое закрепление имеет нижняя кромка.)

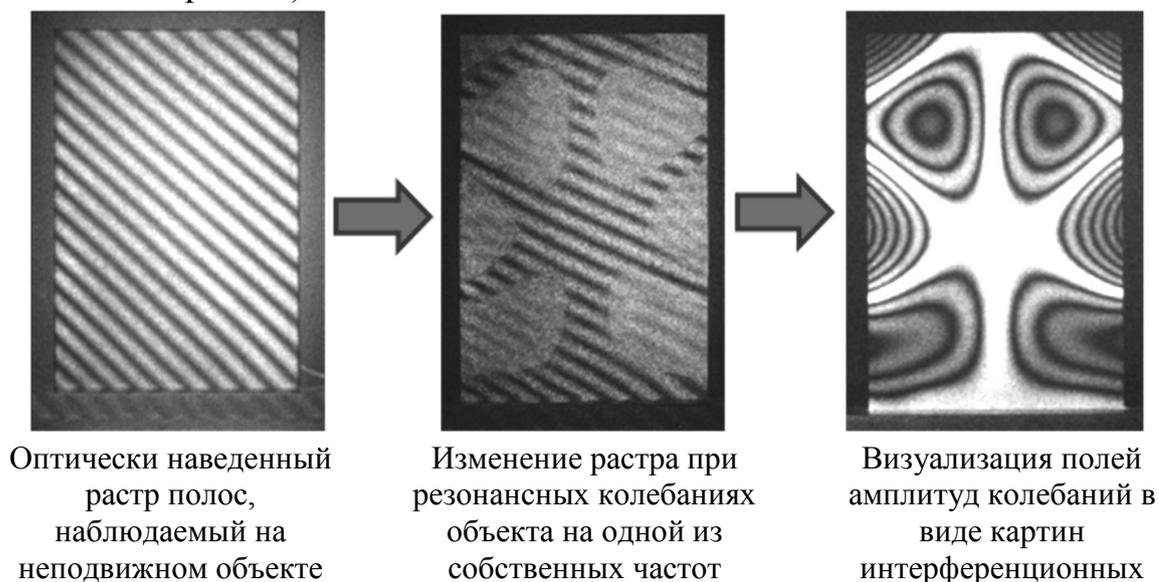


Рис. 3 – Определение собственных частот и форм колебаний методами голографической интерферометрии

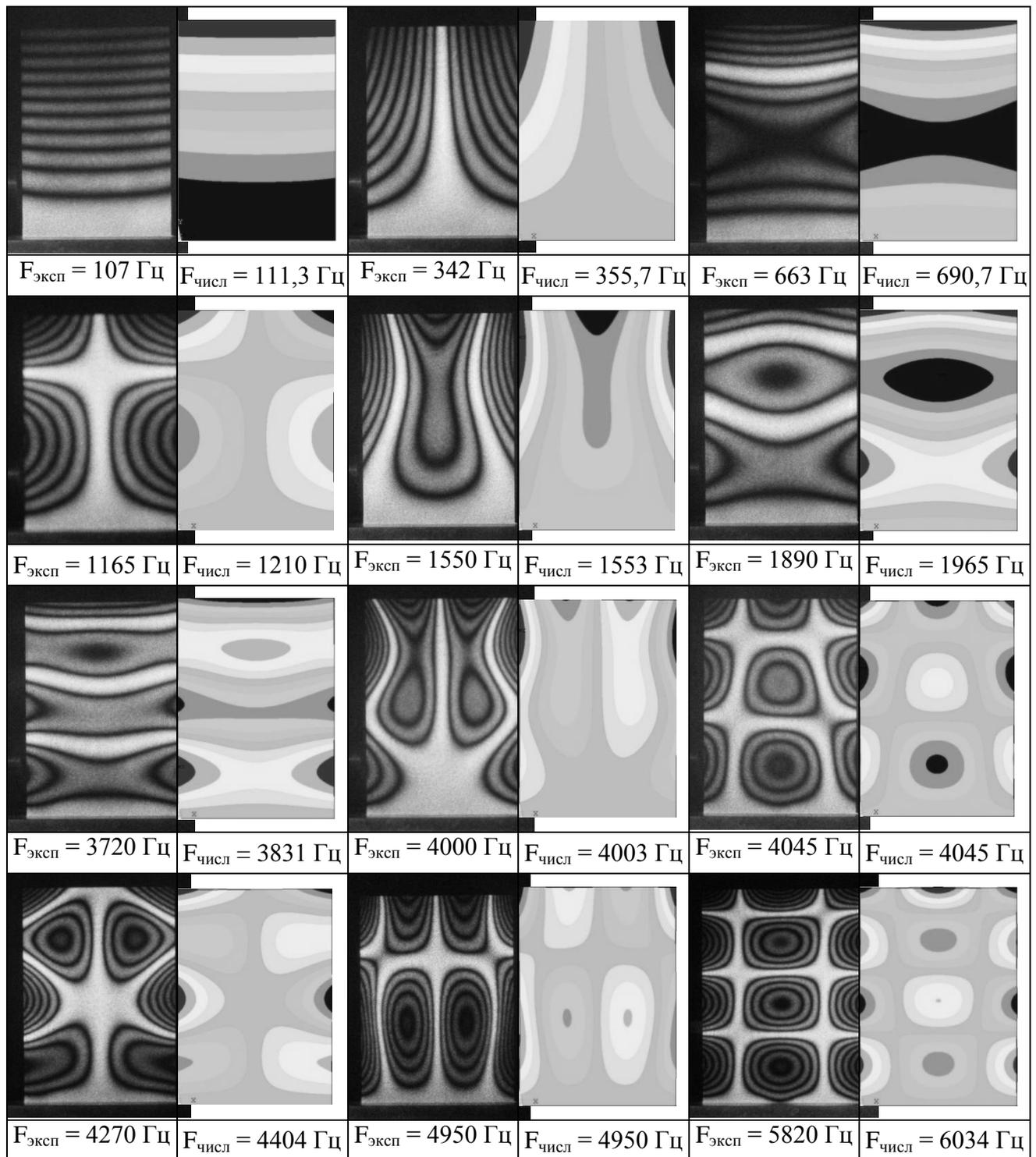


Рис. 4 – Собственные формы и частоты колебаний прямоугольной пластины

На рис.4 представлены зарегистрированные голографические интерферограммы усреднения по времени для собственных форм колебаний пластины в их попарном сопоставлении с изолиниями амплитуд, полученными с помощью расчетов в программном комплексе ANSYS. Под приведенными изображениями указаны также значения собственных частот колебаний. Обратим внимание, что, в соответствии со сказанным выше,

интерферограммы, зарегистрированные, например, при частотах возбуждения 107 Гц и 342 Гц, отвечают стандартным формам колебаний: соответственно, первая изгибная и первая крутильная формы колебаний. Вместе с тем, картина полос, зафиксированная при частоте возбуждения 4270 Гц, визуализирует собственную форму, для которой стандартная идентификация неприменима.

Всего были найдены 24 формы и соответствующие им частоты колебаний прямоугольной пластины. Сравнение полученных экспериментальных и расчетных результатов обнаруживает их весьма хорошее взаимное соответствие как по характеру полей амплитудных перемещений для исследованных собственных форм, так и по значениям собственных частот, представленных отдельно в табл.1. Наглядное представление о степени корреляции полученных результатов дает график, приведенный рис. 5. Здесь по оси абсцисс отложены значения, полученные экспериментальным методом, а по оси ординат – численным расчетом. В идеальном случае точки на графике, очевидно, должны выстраиваться вдоль луча, равнонаклонного к осям координат. Из показанного графика видно, что в проведенном тестовом исследовании это положение выполняется с высокой степенью точности. Средняя величина расхождения значений частот не превышает 3%. При этом в данном распределении не наблюдается какого-либо заметного тренда, а разброс точек относительно указанного луча носит несистематический характер, то есть может объясняться исключительно неизбежными случайными погрешностями.

Таким образом, выполненные исследования тестового образца показали высокую степень взаимной адекватности экспериментальных и расчетных данных. В рассмотренном случае, ввиду достаточной простоты образца (в плане создания его математической расчетной модели) вычисленные значения собственных частот допустимо рассматривать в качестве истинных. В таком аспекте полученные результаты убедительно свидетельствуют с одной стороны – о правильности экспериментального моделирования образца (соблюдения требуемой геометрии, обеспечения граничных условий и условий возбуждения), с другой – о точности и достоверности данных о виброповедении элементов конструкций, получаемых методами голографической интерферометрии.

### **Результаты исследования виброповедения конструктивно-подобной модели лопасти воздушного винта**

Экспериментальные исследования виброхарактеристик лопасти винта выполнялись в диапазоне частот возбуждения 0-32000 Гц. При испытаниях конец комлевой части лопасти фиксировался в токарном патроне, закрепленном на оптическом столе интерферометра. Задание «правильных» граничных условий существенно влияет на формы и частоты колебаний

исследуемых объектов, что особенно важно в задачах верификации. Реализованная схема обеспечивала граничные условия закрепления модели лопасти, аналогичные её креплению в гондоле.

Таблица 1.

Сопоставление экспериментальных и расчетных значений собственных частот колебаний пластины

№	ƒ <sub>эксп</sub> , Гц	ƒ <sub>числ</sub> , Гц
1	107	111.31
2	342	355.69
3	663	690.74
4	1165	1210
5	1550	1553
6	1890	1965
7	2415	2503
8	2480	2532
9	3720	3831
10	4000	4003
11	4045	4045
12	4270	4404
13	4950	4950
14	5820	6034
15	6095	6336
16	6420	6513
17	6620	6901
18	7820	7754
19	8501	8661
20	8690	8684
21	9100	9461
22	9590	9976
23	10180	10165
24	11015	11312

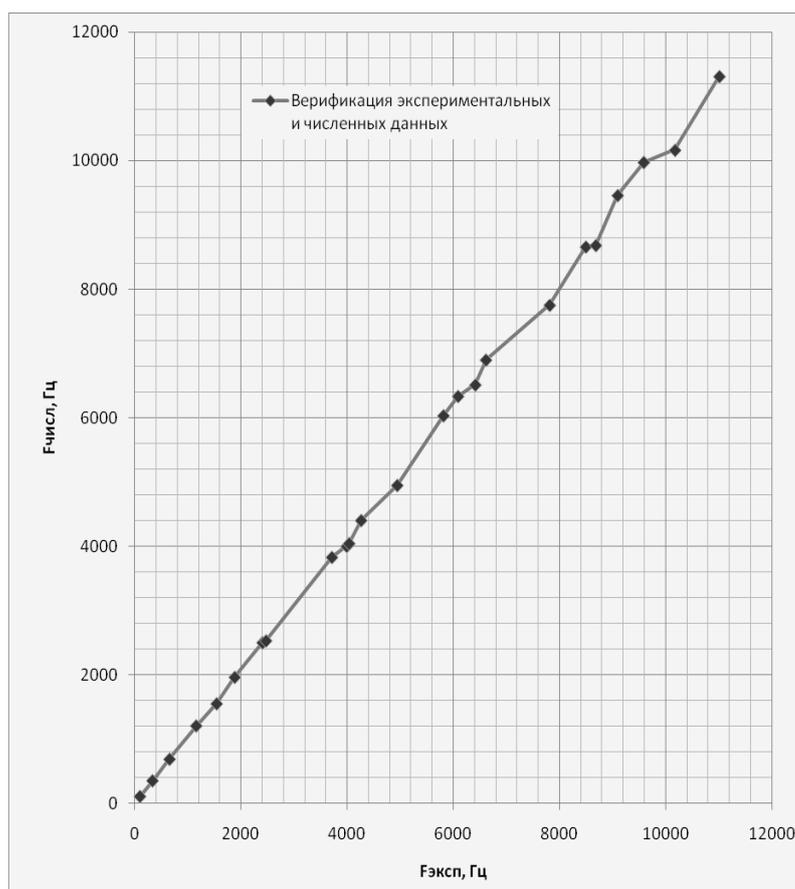
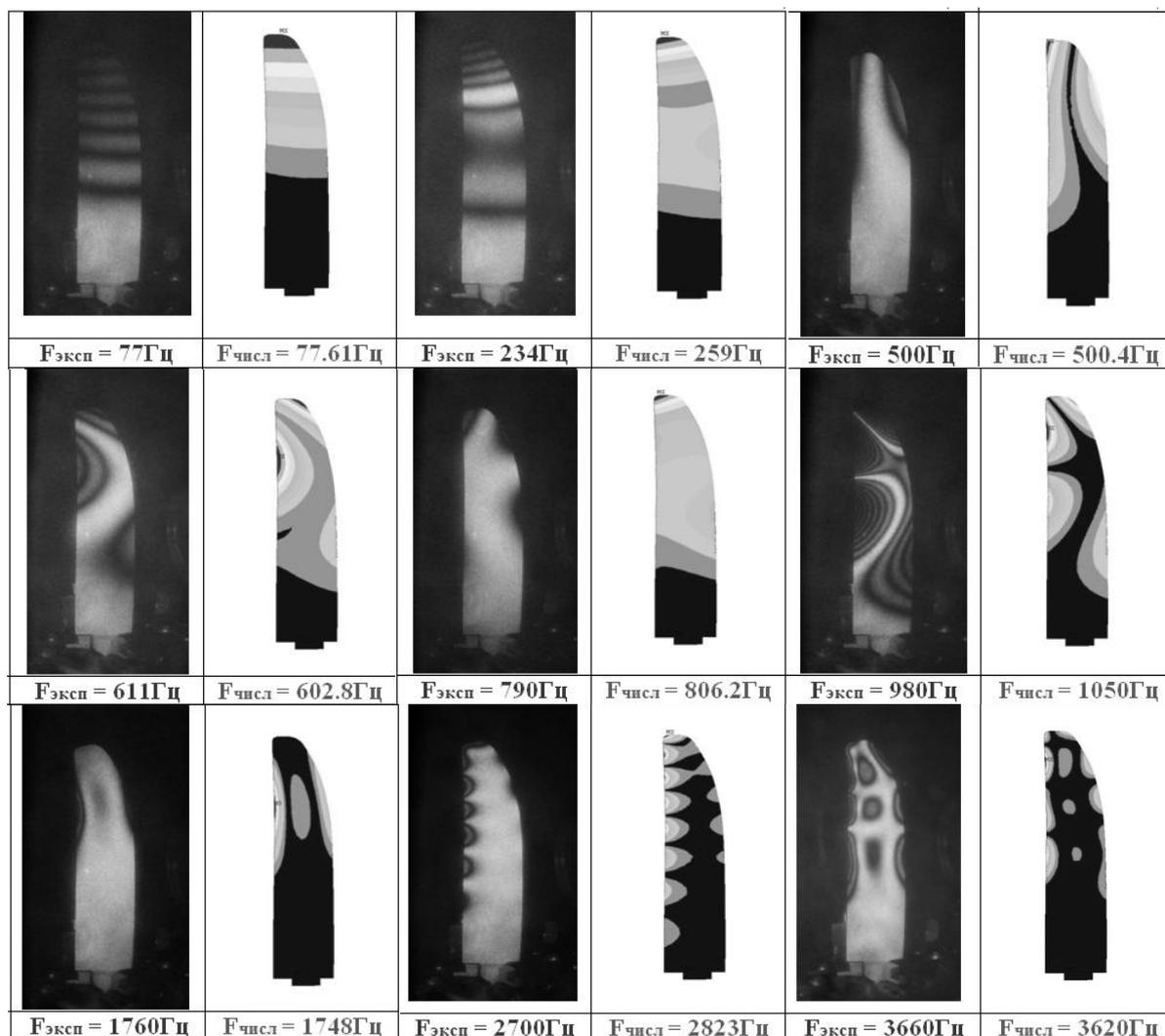


Рис. 5 – Корреляция экспериментальных и расчетных данных

Расчеты собственных частот и форм колебаний производились в программном комплексе ANSYS с использованием верифицируемой математической модели. Конструктивно-подобная модель лопасти винта обладает сложной геометрической формой: по мере движения от основания к законцовке изменяется толщина и угол крутки. Поэтому для построения сетки конечных элементов были выбраны тетраэдры, в частности элементы SOLID92 (см. ANSYS documentation). SOLID92 имеет квадратичное поведение перемещения и хорошо подходит для моделирования нерегулярных сеток. При создании конечно-элементной модели

конструктивно-подобной модели винта вентилятора использовалась упорядоченная сетка, состоящая из объемных конечных элементов SOLID92.

Размер конечно-элементной модели  $\approx 340000$  элементов. Смоделированные граничные условия соответствуют закреплению образца при проведении эксперимента: вертикальная плоскость концевой секции комлевой части модели лопасти имеет жесткое защемление. Механические свойства материала (сталь 40ХГНМА) следующие:  $E=2,1 \cdot 10^{11}$  Па;  $\mu=0,3$ ;  $\rho=7820 \text{ кг/м}^3$ .



*Рис. 6 – Формы и частоты колебаний модели лопасти винта*

Основные особенности, которые были выявлены в процессе численного расчета, состоят в следующем: существенное влияние на значения частот колебаний лопасти оказывает геометрия законцовки и кромки её модели, поэтому следует задавать сгущение сетки МКЭ к этим элементам, а так же уделять особой вниманием их моделированию. Стоит отметить, что и количество конечных элементов, используемых для расчета, так же влияет на получаемые результаты. Была проведена серия численных

расчетов с заданием различного числа конечных элементов с целью определения необходимого количества элементов для получения точности совпадения 4-5%. Затем проводилось сопоставление полученных результатов с экспериментальными значениями. По результатам этих расчетов было определено, что минимальное необходимое количество составляет 320 000 элементов.

На рис. 6 представлены реальные голографические интерферограммы усреднения по времени для собственных (резонансных) форм колебаний лопасти совместно с полями амплитуд вибраций, полученными с помощью МКЭ. Здесь же указаны экспериментальные и вычисленные значения собственных частот колебаний.

Всего были найдены 21 форма и соответствующие им частоты колебаний. Для удобства сравнения данные по частотам колебаний приведены в табл.2.

Таблица 2  
Сопоставление собственных частот колебаний модели лопасти винта

№	Fэксп, Гц	Fчисл, Гц
1	77	77.61
2	234	259
3	500	500.49
4	611	602.82
5	790	806.23
6	980	1050
7	1170	1177
8	1760	1748
9	2700	2823
10	3660	3620
11	3950	3905
12	4430	4289
13	4950	4715
14	5180	4968
15	5370	5530
16	7200	7181
17	17400	16048
18	18700	17286
19	28800	28831
20	29900	29944
21	31800	31723

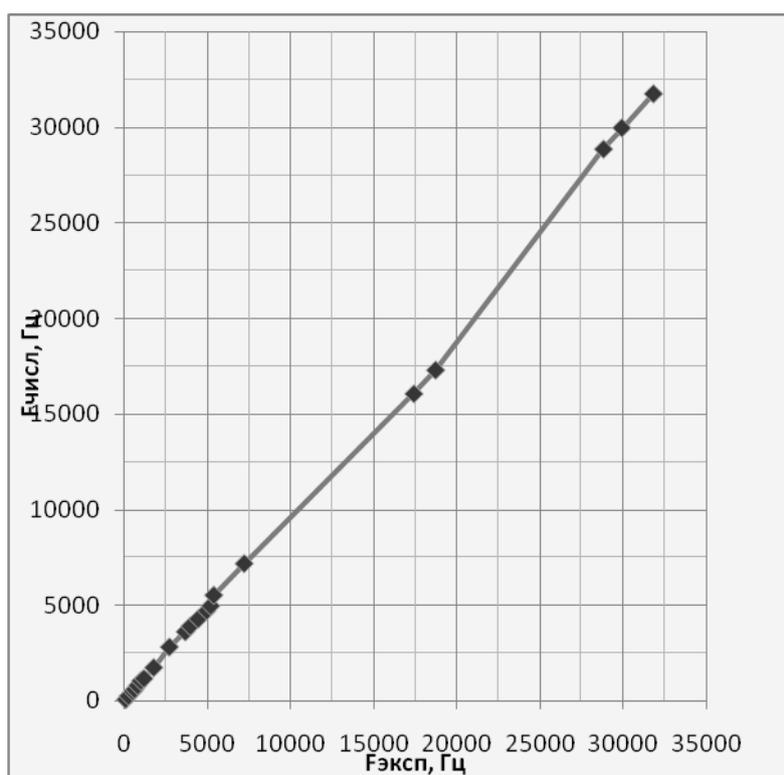


Рис. 7 – Корреляция экспериментальных и численных данных колебаний лопасти винта

Сопоставление данных, полученных в голографическом эксперименте, и расчетных результатов, обнаруживает их достаточно хорошую взаимную согласованность. Как и в случае испытания тестового образца, это касается как особенностей в распределениях амплитудных перемещений, так значений собственных частот колебаний. Как и ранее, наиболее наглядное представление о степени соответствия экспериментальных и вычисленных частот дает график их корреляционной зависимости (рис. 7). Как можно наблюдать, точки на этом графике с большой степенью точности располагаются на луче, равнонаклонном к осям координат, причем отклонения от него носят случайный характер, а их средняя величина не превышает 4%.

Таким образом, проведенные экспериментальные и расчетные исследования механической и математической моделей лопасти винта, также как и в выполненных ранее испытаниях и расчетах тестового образца-пластины, показали высокую степень взаимной адекватности результатов. Вместе с тем, теперь это обстоятельство допускает несколько иную интерпретацию. Основываясь на выводах, сделанных из решения тестовой задачи, принимаем, что данные, получаемые методами голографической виброметрии с достаточной степенью точности и надежности отражают поведение реальных объектов и, в частности, механической модели лопасти винта. Следовательно, полученное взаимосоответствие экспериментальных и расчетных результатов теперь (в поставленной верификационной задаче) может непосредственно свидетельствовать об адекватности предложенной математической модели и достаточной точности результатов, получаемых для данного объекта методами компьютерного моделирования. Необходимо отметить, что сделанный вывод справедлив, строго говоря, лишь в рамках рассмотренной задачи о собственных колебаниях в заданном диапазоне частот.

## **Выводы**

По проведенным исследованиям можно сделать следующие выводы.

1. Методы голографической интерферометрии оптимально подходят для использования в задачах верификации виброповедения объектов, обладающих сложной геометрической формой. С их помощью с высокой точностью и достоверностью найдены собственные формы и частоты колебаний модели винта вентилятора АВ-112.

2. Проведенное исследование показывает, что предложенная математическая модель адекватно описывает виброповедение металлической конструктивно-подобной модели, что, в свою очередь, дает возможность заменить часть натуральных испытаний в АДТ их численным моделированием. Полученные данные позволят выполнить верификацию расчетных методов и программ для доработки и оптимизации конструкции винта данного типа.

3. Результаты исследований предполагается использовать при подготовке комплекса исследований конструктивно-подобной модели винта-вентилятора в аэродинамической трубе ФГУП «ЦАГИ».

### **Список литературы**

1. Островский Ю.И., Щепинов В.П., Яковлев В.В. Голографические интерференционные методы измерения деформаций. М.: Наука.–1988.–248 с.
2. Апальков А.А., Одинцев И.Н., Смотров А.В. Определение основных динамических характеристик конструкции с использованием голографической интерферометрии. Труды «ЦАГИ», выпуск 2642. – М.: Издательский отдел «ЦАГИ», 2001. – С. 162-164.
3. Одинцев И.Н., Разумовский И.А. Методы когерентно-оптической виброметрии в практике механических испытаний // Приборы – 2010. - №9. – С.28-36.
4. Басов К.А. ANSYS: справочник пользователя: Справочное пособие. - М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.
5. ANSYS 10.0 Documentations.

# АЗОТИРОВАНИЕ ЛЕГИРОВАННЫХ СТАЛЕЙ В ТВЕРДЫХ СРЕДАХ

## *NITRIDING OF ALLOY STEELS IN THE SOLID MEDIUMS*

**В.В. Онасенко** – студент, **М.Г. Крукович** – д.т.н. проф.  
Московский государственный университет путей сообщения (МИИТ)

**Abstract.** The paper presents the results of investigations of nitriding process of alloy steels in the powder medium. The results of the paper correspond completely to the basic laws of structure formation and properties of nitrided constructional and tool steel. It has been proved that thickness and hardness of nitrided layers depend on parameters of the preliminary heat treatment of steels. The thermochemical process was carried out in powder pack, employing the same parameters, at 570<sup>0</sup>C during 3 h. Thickness and microhardness of the obtained layers was determined, as well as their microstructure and phase composition.

It has been shown that the elaborated technology leads to increase of service life of tools.

В инструментальном производстве машиностроительных заводов и ремонтных предприятий часто возникает необходимость повышения износостойкости деталей и инструментов мелкосерийного и единичного производства. Для решения этой задачи следует применять различные процессы химико-термической обработки, например, борирование, хромирование или азотирование, либо процессы на их основе. При этом для штучного производства наиболее целесообразно использование процесса насыщения из порошковых сред в герметизированных контейнерах.

Диффузионное хромирование является высокотемпературным процессом (1000-1100<sup>0</sup>C), которое позволяет совместить процесс насыщения с нагревом под закалку многих инструментальных сталей. Однако это совмещение требует выполнения дополнительных технологических приемов. Последовательная же обработка экономически нецелесообразна. К тому же процесс диффузионного хромирования достаточно длителен (8 – 10 ч), что не всегда согласуется с продолжительностью нагрева инструментов под закалку. Толщина получаемого износостойкого карбидного слоя не превышает 50 мкм, что практически исключает окончательную механическую обработку рабочих поверхностей инструментов.

Процесс борирования проводится в широком интервале температур (550-1100<sup>0</sup>C) и разделен на высоко-, средне- и низкотемпературное насыщение. Совмещение высокотемпературного борирования с нагревом под закалку инструментальных сталей сопряжено с опасностью оплавления рабочих поверхностей. При низкотемпературном борировании не

обеспечивается достаточная толщина износостойкого слоя боридов (не более 35 мкм), что, как и после хромирования, исключает окончательную механическую обработку рабочих поверхностей инструментов. Следует также отметить значительную длительность низкотемпературного борирования, которая составляет 20 – 25 ч.

Процесс азотирования проводится при температуре 500-650<sup>0</sup>С в газовых, жидких (расплавленных) и твердых средах. Продолжительность процесса колеблется от 1,5 до 70 ч. Общая толщина слоев достигает 1,0 мм, в зависимости от марки стали. При этом в отличие от вышеупомянутых слоев обеспечивается плавное изменение твердости от поверхности в глубь детали. По твердости азотированные слои уступают хромированным и борированным слоям (например, 1000HV по сравнению с 1700-2200HV). Однако, преимущества азотированных слоев, как по технологии получения, так и по возможности окончательной обработки, очевидны.

Таким образом, для решения данной проблемы, во многих случаях перспективным является азотирование в твердых порошковых средах при температурах 500-650<sup>0</sup>С, что обеспечивает возможность совмещения процесса насыщения с высоким отпуском, которому подвергаются большинство инструментальных легированных сталей. Высокому отпуску подвергают также ряд деталей, изготавливаемых из конструкционных сталей. И в этом случае порошковые среды для азотирования могут найти свое применение.

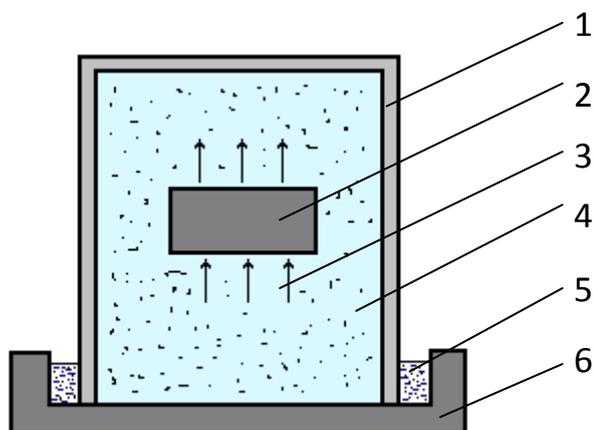
Таким образом, целью данного исследования является разработка технологии азотирования в порошковых твердых средах для деталей и инструментов мелкосерийного и единичного производства.

Обычно инструменты и детали изготавливают из легированных средне- и высокоуглеродистых сталей: 40X, 40XН, 40X2Н4ВА, 38X2МЮА, X12, X12M1, P6M5, 4X5MФС, 40X13, 3X2B8, 7X3, X, ШХ15 и т.п., которые либо подвергают закалке и высокому отпуску, либо сочетанию закалки с низким отпуском. Во втором случае окончательное азотирование позволит получить на поверхности более твердый слой, чем после стандартной термической обработки, при более вязкой сердцевине. Такая комплексная обработка вполне приемлема для измерительных инструментов и прецизионных деталей.

Механизм массопереноса в твердых порошковых средах идентичен массопереносу в газовых средах. Газовая насыщающая среда в порошковых смесях образуется в результате окислительно-восстановительных процессов, протекающих между компонентами этой смеси и/или за счет диссоциации солевой составляющей. Для обеспечения стабильности процесса массопереноса и одинаковой насыщающей способности газовой среды по объему контейнера необходима ее циркуляция. В закрытых контейнерах для единичного производства создание циркуляции весьма затруднительно и

экономически нецелесообразно. Следовательно, представляется необходимым исследование насыщающей способности по объему контейнера и разработка соответствующих рекомендаций.

Нами исследовался процесс насыщения азотом и углеродом в порошковой среде на основе углерода, красной кровяной соли и фтористого аммония. Процесс насыщения проводился при  $550^{\circ}\text{C}$  в течение 3 ч. в металлических контейнерах с плавким затвором на основе кварцевого песка и борного ангидрида (Рис. 1). Плавкий затвор обеспечивал защиту обрабатываемых образцов и насыщающей смеси от кислорода воздуха. Нагрев упакованных контейнеров с образцами проводили в электрической камерной нагревательной печи. Нагрев также может проводиться в любых нагревательных печах или с использованием внепечного нагрева: электроконтактного, электротермического, ТВЧ.



*Рис. 1 – Контейнер для азотирования в порошковой смеси:  
1 – корпус контейнера; 2 – обрабатываемая деталь; 3 – направление насыщающего газового потока; 4 – насыщающая порошковая смесь; 5 – плавкий затвор; 6 – поддон*

В результате обработки сталей 40X и 4X5МФС были получены карбозотированные слои с преимущественным содержанием азота. Слои состояли из светлой нетравящейся зоны нитрида железа, толщиной 7-10 мкм на стали 40X и 10-15 мкм на стали 4X5МФС. Твердость этой зоны составляла  $\sim 1200$  HV. Под этим слоем располагалась зона  $\alpha$  - твердого раствора азота и углерода в железе с включениями легированных нитридов высокой степени дисперсности. Толщина этой зоны составляла на стали 40X – 0,5 мм, а на стали 4X5МФС – 0,35 мм. Твердость ее непосредственно под слоем нитридов составляла 1000 HV для стали 40X и 1100 HV для стали 4X5МФС. По мере удаления от поверхности в глубь образцов твердость плавно снижалась до твердости сердцевины. Т.е. полученные слои полностью идентичны по

структуре и строению слоя, получаемым другими распространенными процессами азотирования и, следовательно, обеспечивают такое же повышение эксплуатационной стойкости инструментов и деталей.

К особенностям обработки из порошковых смесей следует отнести характер газовых потоков в объеме контейнера. В рассматриваемом случае насыщающий газовый поток преимущественно направлен вверх, т.е. для нижней горизонтальной поверхности он направлен к ней, а для верхней горизонтальной поверхности он направлен от нее. Принимая во внимание, что процесс массопереноса в насыщающей среде обеспечивается субионами азота в режиме самоорганизации, то такое направление газового потока обеспечивает преимущественное протекание окислительно-восстановительных процессов на нижней горизонтальной поверхности детали. Т.е. на этой поверхности следует ожидать образование азотированного слоя большей толщины.

Проведение процесса азотирования полностью подтвердила данное положение. Общая толщина слоя на стали 40X на нижней поверхности составила 1,3 мм, а на верхней поверхности 0,6 мм (Рис. 2). Эта разница может изменяться в зависимости от степени уплотнения смеси, количества солевой составляющей и отношения объема контейнера к поверхности детали. При необходимости обработки двух поверхностей рекомендуется повторная кратковременная обработка детали после поворота на  $180^{\circ}$ .

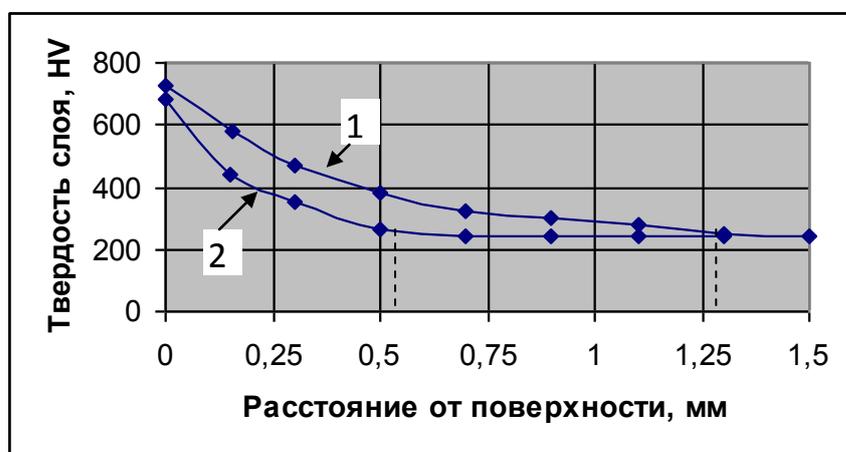


Рис. 2 – Влияние расположения поверхности детали по отношению к потоку насыщающих атомов азота:  
1 – нижняя поверхность; 2 – верхняя поверхность. Штриховая линия показывает общую толщину слоя

Многими авторами отмечается, что максимальный эффект от азотирования обеспечивается после закалки и высокого отпуска деталей, т.е. прослеживается взаимосвязь предварительной термической обработки и твердости азотированного слоя. Это особенно характерно для деталей,

изготовленных из хромистых сталей, так как в процессе высокого отпуска в структуре образуются кластеры с повышенным содержанием хрома в дисперсном виде. При азотировании в местах кластеров образуются нитриды хрома также в дисперсном виде, вызывая максимальные искажения кристаллической решетки и повышение твердости.

Исследования стали 40Х показали, что предварительная закалка с высоким отпуском позволяет получать азотированные слои с более высокой твердостью на 25-30% по сравнению со слоями на этой стали, подвергнутой предварительному отжигу.

Отработанная технология не требует применения специализированного оборудования и высококвалифицированного обслуживающего персонала. При проведении процесса достаточно обычной вытяжной вентиляции, применяемой в термических цехах. Стоимость обработки составляет в среднем 0,1 от стоимости обрабатываемых инструментов и деталей. Ожидаемое повышение стойкости при правильном выборе режимов термической обработки и упрочнения, а также состава насыщающей смеси составит более чем в 2 раза.

При этом обеспечивается экологичность процесса по сравнению с жидкостным процессом в цианистых ваннах, и по сравнению с газовыми процессами, требующими специализированного оборудования и очистки отходящих газов.

Упрочнению может подвергаться режущий инструмент (резцы, фрезы, ножи, сверла, метчики и т.п.), штамповый формообразующий (клейма, вытяжные, чеканочные, высадочные, отбортовочные штампы и пуансоны), и разделительный инструмент (дисковые и гильотинные лезвия ножниц, отрезные, вырубные и пробивочные штампы и пуансоны), мерительный инструмент (скобы, шаблоны, калибры и т.п.), а так же детали машин всевозможного назначения (направляющие, шестерни, звездочки, плунжерные пары, клапана, кулачковые и коленчатые валы, втулки и т.п.).

# ПРИМЕНЕНИЕ КОМПОЗИТНЫХ МАТЕРИАЛОВ НА ОСНОВЕ МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКИХ СОСТАВОВ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ВИБРАЦИЙ В МАШИНАХ

## *APPLICATION OF COMPOSITE MATERIALS WITH MAGNETORHEOLOGICAL STRUCTURES FOR DECREASE MACHINES VIBRATIONS*

**Б.А.Гордеев** - д.т.н. проф., **А.Н.Осмехин** - аспирант  
Нижегородский филиал Института машиноведения РАН

**Abstract.** One of the reasons of premature failure of machines are vibrating overloads. Vibration causes infringement of modes of greasing in mobile pairs friction, education of cracks in materials, intensifies development of processes of fretting-corrosion and is a source of acoustic noise adversely influencing on a condition of an environment and health of the attendants.

In article results of experimental researches of application materials - composition germetics anaerobic such as " Triboplast " are resulted.

Anaerobic germetics are composition materials which quickly become firm in backlashes between metal surfaces. Thus they reliably fix, and condense carving, cylindrical connections, microcracks, welded seams.

Objects of researches in the given experiments were machine tool cutting and the asynchronous 3 phase electric motor with established on the target end of a rotor a disk.

The purpose of work consist in the following. On vibrating signals of the working machine tool the degree of his deterioration and conformity of maintainability was determined. During carrying out of repair work rigid landing of motionless connections was carried out with the help anaerobic germetic " Triboplast ". After polymerization of germetic in the chosen control points of the machine tool measurements of his levels of vibration in the same operating modes which were before repair were carried out.

The choice of the most informative control points is proved, allowing to diagnose transfer parts of the kinematic circuit of the machine tool and to identify faulty elements.

Одной из причин преждевременного выхода из строя машин являются вибрационные перегрузки. Вибрация вызывает нарушение режимов смазки в подвижных парах трения, трещинообразование в материалах, интенсифицирует развитие процессов фреттинг-коррозии и является источником акустических шумов неблагоприятно влияющих на состояние окружающей среды и здоровье обслуживающего персонала. Под действием

вибрации и сил трения кристаллическая решетка прижатых поверхностных слоев при циклических тангенциальных смещениях расшатывается и разрушается. Процесс разрушения представляет собой истирание поверхности без удаления продуктов изнашивания. Оторвавшиеся частицы металла быстро окисляются. Окислы скапливаются в зонах контакта ускоряя износ. Из-за постепенного износа контактирующих поверхностей возрастают виброперегрузки и теряется функциональное назначение неподвижных сопряжений. Развитие фреттинг-коррозии вызывает фреттинг-усталость. На контактирующих поверхностях появляются микротрещины, что приводит к преждевременному износу машин.

Нижегородским филиалом института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН проведены исследования волновых процессов в машинах, а так же ряд экспериментов по защите машин от вибрационных перегрузок. В основе данных исследований лежали эксперименты по использованию специальных композитных материалов - анаэробных герметиков.

Анаэробные герметики - это композитные материалы, которые быстро отверждаются в зазорах между металлическими поверхностями. При этом они надежно фиксируют, герметизируют и уплотняют резьбовые, фланцевые, цилиндрические соединения, микротрещины, сварные швы. Объектами исследований в данных экспериментах являлись токарно-винторезный станок и асинхронный 3-х фазный электродвигатель с насаженным на выходной конец ротора дисбалансным диском.

Цель работы заключалась в следующем. По виброакустическим сигналам работающего станка определялась степень его изношенности и соответствие ремонтпригодности. Во время проведения ремонтных работ жесткая посадка неподвижных соединений осуществлялась с помощью анаэробного герметика "Трибопласт". После полимеризации герметика в выбранных контрольных точках станка проводились измерения его виброактивности в тех же режимах работы, которые были до ремонта.

При этом решались следующие задачи.

1. Определялись контрольные точки станка.
2. В каждой контрольной точке проводились измерения среднеквадратического уровня виброускорения, виброскорости и шума в различных режимах работы станка в определенных диапазонах частот.
3. Повторно проводились измерения виброактивности в тех же точках и режимах после интенсивной эксплуатации данного станка.

Эксперимент проводился на токарно-винторезном станке модели 1К62. После проведения предварительных экспериментов, статистической обработки полученных результатов было выяснено, что наиболее информативными являются пять контрольных точек. Две из них в области передней опоры шпинделя (рис. 2,а), три расположены в области задней опоры (рис. 2, б). Причем в каждой из указанных областей векторы

виброперегрузок направлены по нормальям друг к другу. Направления векторов виброперегрузок обусловлены особенностями кинематической схемы данного станка.

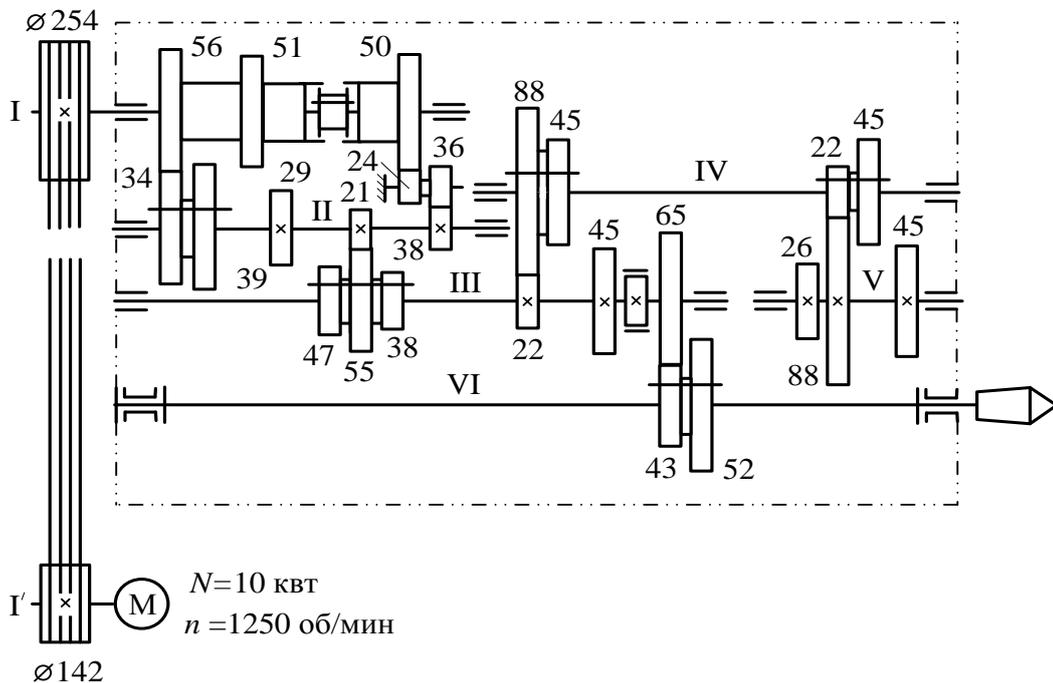


Рис.1 – Кинематическая схема коробки скоростей токарно-винторезного станка

В выбранных контрольных точках проводились измерения виброскорости во взаимно перпендикулярных направлениях на всех возможных угловых скоростях вращения шпинделя станка.

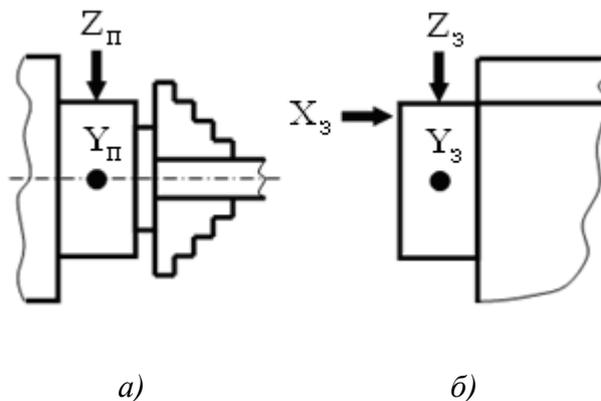


Рис.2 – Расположение контрольных точек  
а) - передняя опора шпинделя; б) – задняя опора шпинделя

Виброактивность коробки скоростей характеризуется двумя графиками (рис.3 и рис.4), где представлены зависимости виброскоростей на опорах переднего и заднего подшипников шпинделя от его частоты вращения.

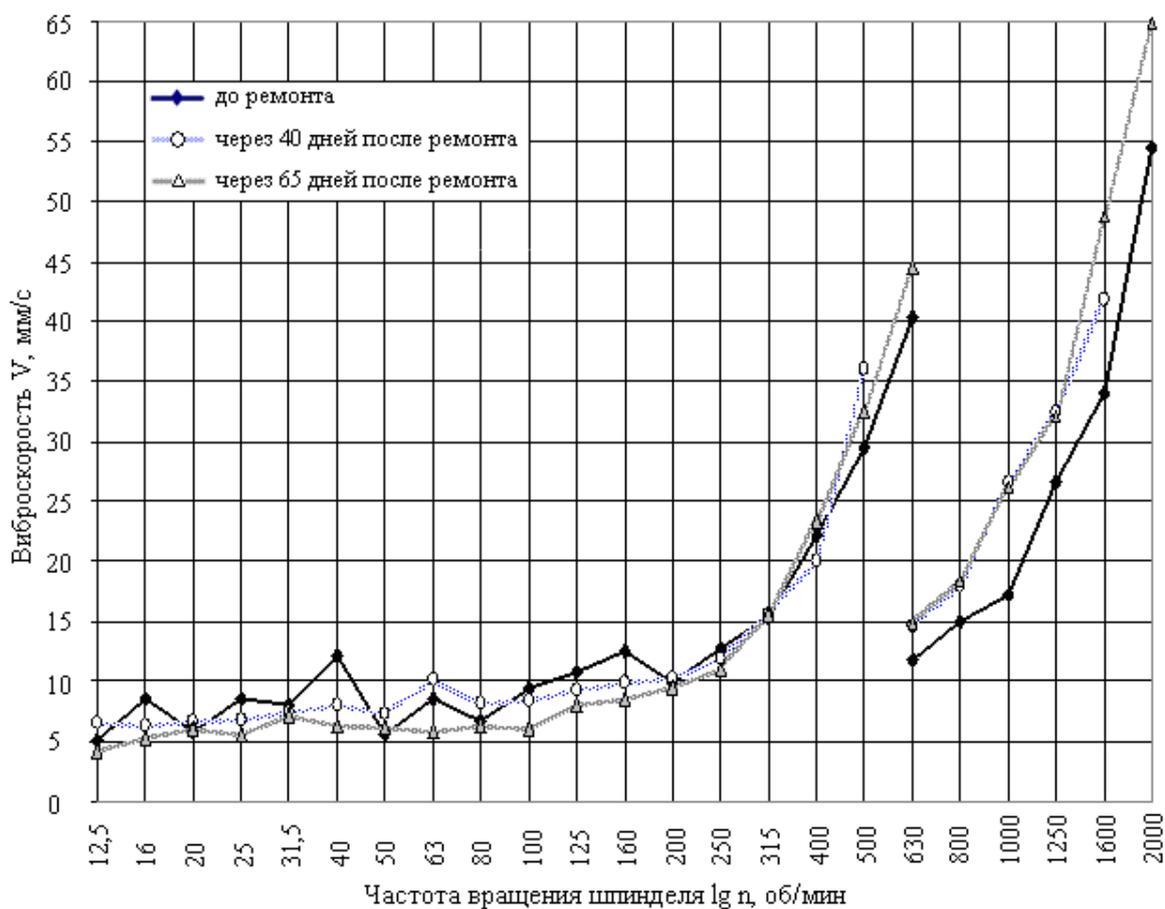


Рис. 3 – Уровни вибраций на опоре переднего подшипника

Из графиков видно, что с ростом частоты вращения шпинделя виброактивность имеет тенденцию к увеличению. На опоре переднего подшипника в диапазоне частот от 12,5 до 250 об/мин эта тенденция выражена слабо. С увеличением частоты вращения в диапазоне 250 и выше – виброактивность возрастает более интенсивно. Сравнение уровней виброскоростей на перекрывающейся частоте вращения 630 об/мин показывает, что при уменьшении числа валов, участвующих в передаче вращения от электродвигателя на шпиндель, виброактивность коробки уменьшается. Этот вывод подтверждается графиками, представленными на рисунках 3 и 4, полученными на частотах вращения в диапазоне от 630 до 2000 об/мин.

Выявленные закономерности, характерны и для результатов, полученных на опоре заднего подшипника. При анализе зависимости виброскоростей от частот вращения шпинделя обращает на себя внимание факт чередования увеличения и уменьшения виброактивности на соседних частотах вращения шпинделя (например, на частотах 12 и 16 об/мин; 16 и 20 об/мин; 20 25 об/мин и т.д.). Этот эффект более выражен на опоре заднего подшипника (рис.4), чем на опоре переднего (рис.3).

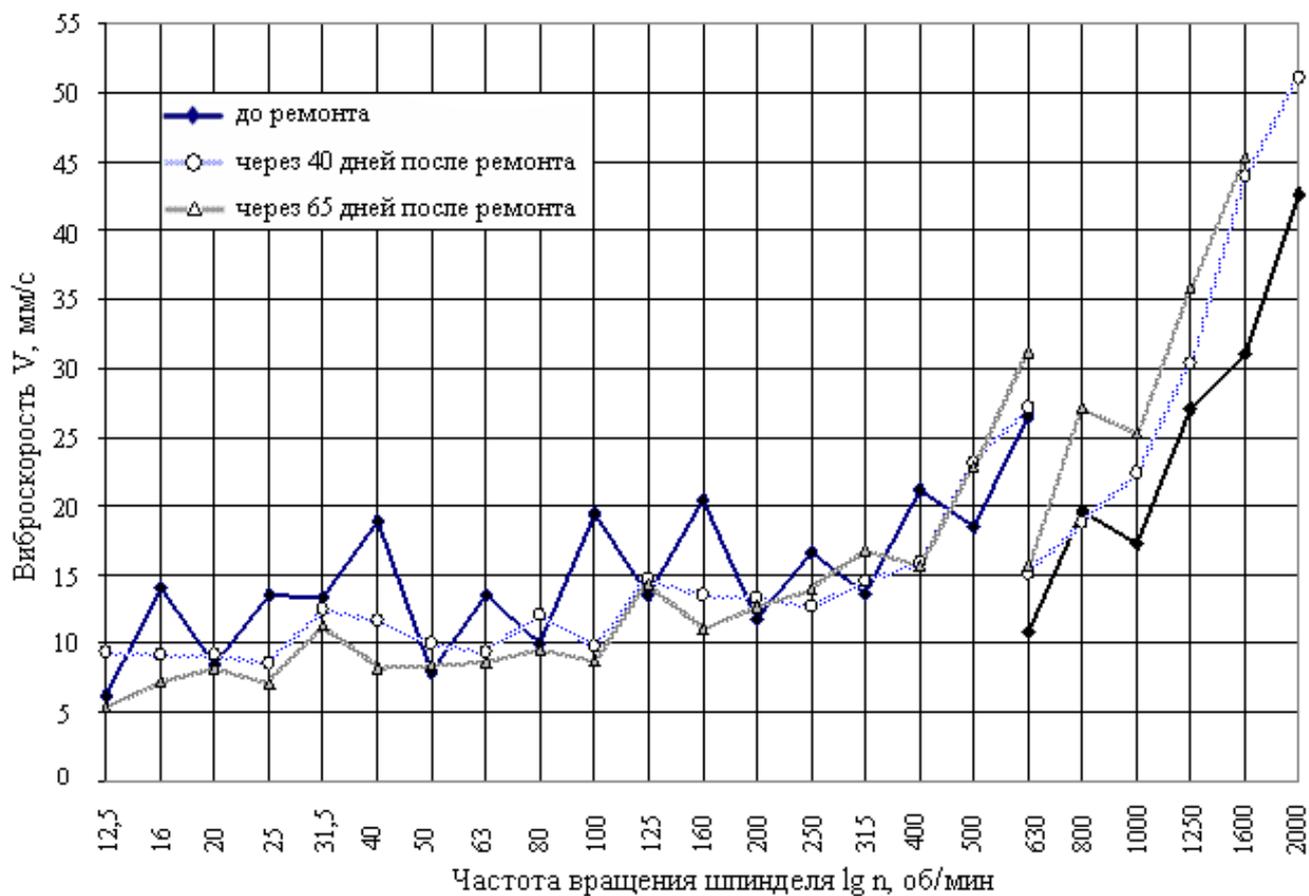


Рис. 4 – Уровень вибраций на опоре заднего подшипника

Проявление отмеченной закономерности зависит от того, какая из зубчатых пар 56/34 или 51/39 передает вращение с I – го на II – ой вал. Если работает пара шестерен 56/34, виброактивность увеличивается; если пара 51/39 – уменьшается. В дальнейшем при ремонте станка было обнаружено, что пара 56/34 имеет дефекты.

При замене передних и задних подшипников шпинделя был применен анаэробный герметик "Трибопласт" с магнитореологическими добавками, который наносился на поверхности внешней обоймы подшипников, контактирующей с внутренней поверхностью посадочных гнезд, а так же на поверхность внутренней обоймы подшипников, контактирующей со шпинделем станка. После проведенных работ вновь проводились измерения виброактивности коробки в тех же режимах.

Эксперимент с асинхронным электродвигателем проводился для определения уровня его виброактивности до нанесения герметика, и после полимеризации герметика.

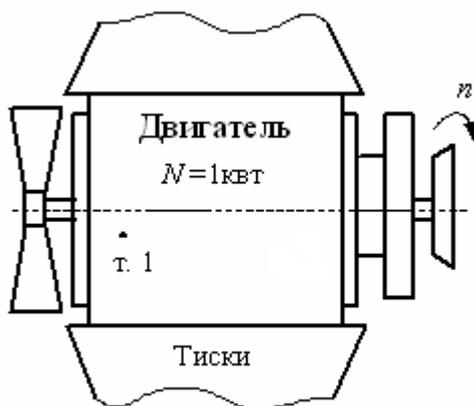
При этом решались следующие задачи.

1. Определялась контрольная точка.
2. В контрольной точке проводились измерения уровня виброперемещений при различных режимах работы электродвигателя в

определенном диапазоне частот до нанесения герметика.

3. Повторно проводились измерения виброактивности в той же точке и режимах работы после нанесения герметика.

4. По результатам измерений, строились амплитудные спектры вибросигналов работы электродвигателя до нанесения герметика, после нанесения во всех режимах работы.



Эксперимент проводился в 1-й контрольной точке в нескольких режимах работы электродвигателя:

- режим разгона;
- стационарный режим;
- переходный режим.

Контрольная точка располагается на валу электродвигателя.

Частотный диапазон измерений для каждого режима 0,5-100 Гц. Используемая измерительная аппаратура – виброанализатор «Вибран».

Рис. 5 – Схема закрепления двигателя

Виброактивность электродвигателя характеризуется амплитудными спектрами вибросигналов.

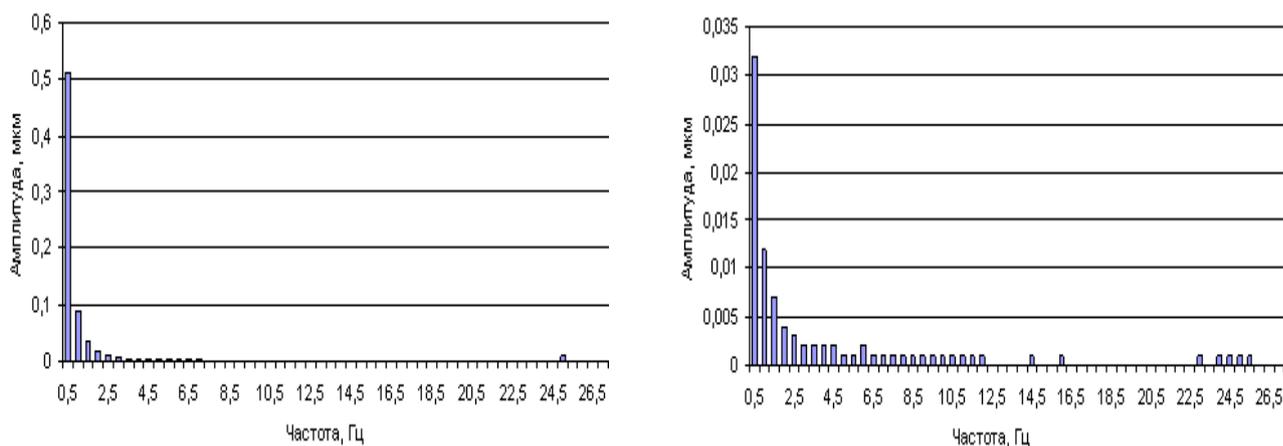
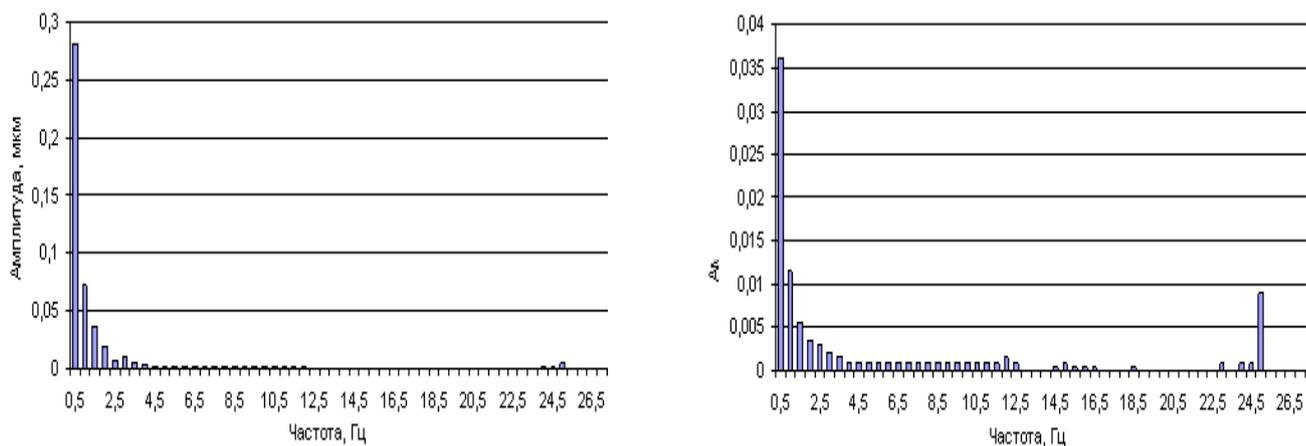


Рис. 6 – Амплитудные спектры: т. 1, режим разгона:  
а) - без нанесения герметика, б) – с нанесением герметика

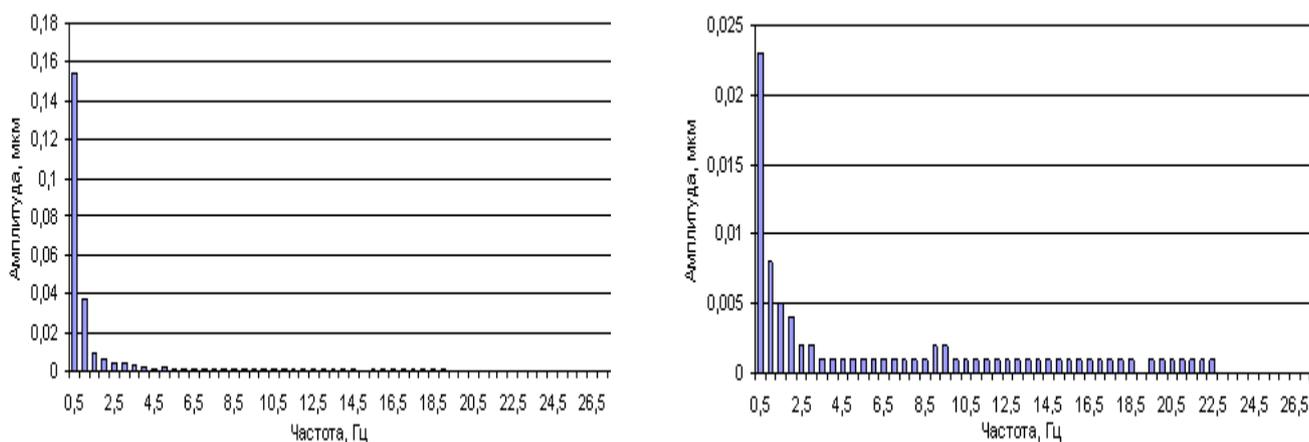
На рис.6 а) представлен амплитудный спектр вибросигнала в контрольной точке 1 в режиме разгона электродвигателя без нанесения герметика. На рис.6 б) представлен амплитудный спектр вибросигнала в той

же точке и в том же режиме работы, после полимеризации герметика. Из графиков следует, что на гармонике 0,5 Гц происходит значительное гашение вибросигнала.



а) б)  
 Рис. 7 – Амплитудные спектры: т.1, режим стационарный:  
 а) - без нанесения герметика, б) – с нанесением герметика

На рис.7 а) представлен амплитудный спектр вибросигнала в контрольной точке 1 в стационарном режиме работы электродвигателя без нанесения герметика. На рис.7 б) представлен амплитудный спектр вибросигнала в той же точке и в том же режиме работы, после полимеризации герметика. Из графиков следует, что на гармонике 0,5 Гц происходит значительное гашение вибросигнала. Дополнительная гармоника на частоте 25 Гц рис.7 б) обусловлена разностью масштабов построения спектров.



а) б)  
 Рис. 8 – Амплитудные спектры: т.1, режим останова:  
 а) - без нанесения герметика, б) – с нанесением герметика

На рис.8 а) представлен амплитудный спектр вибросигнала в контрольной точке 1 в режиме останова электродвигателя без нанесения герметика. На рис.8 б) представлен амплитудный спектр вибросигнала в той же точке и в том же режиме работы, после полимеризации герметика. Аналогично, как и в других режимах работы электродвигателя происходит значительное гашение вибросигнала на гармонике 0,5 Гц.

Вытекают следующие выводы. Увеличение послеремонтного периода в разных диапазонах частот вращения шпинделя проявляется по-разному. Так, например, в диапазоне от 12,5 до 160 об/мин виброактивность коробки уменьшается, в среднем на 3 децибела (положительный эффект от ремонта). Влияние герметика на виброактивность коробки в диапазоне от 200 до 400 об/мин сказывается на снижении виброактивности на 3-4 децибела на опоре переднего подшипника, (рис.3) и на 4-5 децибел на опоре заднего подшипника, (рис.4). В диапазоне частот вращения шпинделя 500 – 2000 об/мин с увеличением времени виброактивность коробки возрастает.

Повышение виброактивности коробки в данном диапазоне частот вращения шпинделя связано с погрешностями при сборке узла в процессе нанесения герметика.

В эксперименте с асинхронным электродвигателем результаты получены схожие с результатами эксперимента с приводом главного движения токарно-винторезного станка.

Из графиков амплитудных спектров (рис.6, 7, 8), можно сделать вывод о положительном влиянии использования анаэробного герметика на виброактивность вала электродвигателя. На гармонике 0,5 Гц в режиме разгона электродвигателя коэффициент затухания равен  $\Delta = 24$  дБ, что является хорошим результатом.

В стационарном режиме и режиме останова электродвигателя коэффициент затухания равен  $\Delta = 12,5$  дБ и  $\Delta = 16,5$  дБ соответственно.

В заключении можно сделать вывод о том, что в целом применение герметика облегчает сборку узлов машин, а так же позволяет значительно снизить уровни вибрации, при соблюдении технологии сборки и монтажа узлов машин.

Работа выполняется при частичной поддержке  
Гранта РФФИ № 08-08-97057-Р ПОВОЛЖЬЕ

# ВЛИЯНИЕ ВРЕМЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ С РАЗЛИЧНЫМИ ЗАКОНАМИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НА ФУНКЦИЮ ГОТОВНОСТИ

## *INFLUENCE THE OPERATING TIME MEASURES WITH DIFFERENT DISTRIBUTIONS TO AVAILABILITY FUNCTION*

**И.В.Плохих** – аспирант, **Р.И.Зайнетдинов** – д.т.н., проф.  
Московский государственный университет путей сообщения (МИИТ)

**Abstract.** Various models and norms for the evaluation of the availability assume that there is an exponential distribution of the operating time measures. However, the real distribution of operating time measures of the railway rolling stock often does not follow this theory. Therefore the availability function has been studied under consideration of an exponential, normal and gamma distributions of the operating time measures of the railway rolling stock. This way the length of the transition period and changes of the availability in the beginning of the operation were estimated.

В статье анализируется функция готовности с учётом экспоненциального и нормального законов распределения, а также гамма – распределения временных показателей, характеризующих процесс эксплуатации тягового железнодорожного подвижного состава, что дает возможность оценить продолжительность переходного процесса до наступления стационарного режима и изменения функции готовности в начальный период эксплуатации.

В ряде стандартов, методик и моделей, предназначенных для оценки коэффициентов готовности, сделано допущение о том, что распределения временных показателей, характеризующих процесс эксплуатации, не противоречат экспоненциальному закону распределения. Однако реальные распределения некоторых временных показателей тягового железнодорожного подвижного состава не могут быть описаны экспоненциальным законом. Например, распределения времени проведения планового ремонта, а также времени простоя до и после непланового и планового ремонтов описываются гамма - распределением, а время пребывания в работоспособном состоянии описывается нормальным законом распределения [1, 2, 3].

Вследствие этого ставится задача анализа влияния нормального закона распределения и гамма – распределения эксплуатационных временных показателей на функцию готовности.

Функция готовности  $K_T(t)$  равна вероятности события, состоящего в том, что изделие работоспособно в момент времени  $t$ . Это событие может

произойти двумя способами: либо до момента  $t$  включительно вообще не было отказов, вероятность этого события равна  $R(t)$ , либо на произвольном интервале  $(t', t' + dt')$  произошло последнее восстановление, вероятность которого равна  $h(t')dt'$ , и после этого до момента  $t$  включительно не было отказов, вероятность чего равна  $R(t - t')$ . Так как два указанных события во второй ситуации независимы, то вероятность этой ситуации равна  $R(t - t') \cdot h(t')dt'$ . Рассмотренные события составляют полную группу событий. Тогда, интегрируя  $R(t - t') \cdot h(t')dt'$  по всем возможным  $t'$  ( $0 \leq t' \leq t$ ) и складывая интеграл с вероятностью первого события  $R(t)$ , получим формулу для определения функции готовности [4, 5, 6, 7]:

$$K_r(t) = R(t) + \int_0^t R(t-t')h(t')dt' . \quad (1)$$

Запишем основные формулы для определения составляющих формулы (1).

Вероятность безотказной работы для экспоненциального закона распределения времени  $t$  определяется [4]:

$$R(t) = e^{-\lambda t} , \quad (2)$$

где  $\lambda$  - параметр распределения;  $t$  - наработка между отказами.

Вероятность безотказной работы для нормального закона распределения времени  $t$  определяется [4]:

$$R(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{\frac{t-T}{\sigma}}^{\infty} e^{-\frac{x^2}{2}} dx , \quad (3)$$

где  $T$  - математическое ожидание величины  $t$ ;  $\sigma$  - среднеквадратическое отклонение величины  $t$  относительно  $T$ .

Вероятность безотказной работы для гамма - распределения времени  $t$  определяется [4]:

$$R(t) = \int_{\frac{t}{\lambda}}^{\infty} \frac{x^{\alpha-1}}{\Gamma(\alpha)} e^{-x} dx , \quad (4)$$

где  $\alpha$  - параметр формы;  $\lambda$  - параметр масштаба;  $\Gamma(\alpha)$  - табулированная гамма – функция.

Плотность восстановления для экспоненциального закона распределения времени восстановления  $t_B$  определяется [4]:

$$h(t_B) = \lambda_B , \quad (5)$$

где  $\lambda_B$  - параметр распределения.

Плотность восстановления для нормального закона распределения времени восстановления  $t_B$  определяется [4]:

$$h(t_B) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_B} e^{-\frac{(t_B - nT_B)^2}{2\sigma_B^2 n}}, \quad (6)$$

где  $T_B$  - математическое ожидание величины  $t_B$ ;  $\sigma_B$  - среднеквадратическое отклонение величины  $t_B$  относительно  $T_B$ ;  $n$  - номер восстановления от начала наблюдения.

Плотность восстановления для гамма - распределения времени восстановления  $t_B$  определяется [4]:

$$h(t_B) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\lambda_B^{n\alpha_B} t_B^{n\alpha_B - 1}}{\Gamma(n\alpha_B)} e^{-\lambda_B t_B}, \quad (7)$$

где  $\lambda_B$  - параметр масштаба;  $\alpha_B$  - параметр формы.

Задавшись условиями, что нам известны распределения временных показателей, характеризующих эксплуатацию единицы тягового железнодорожного подвижного состава с параметрами, не противоречащими нормальному закону распределения:  $T = 100$  ч,  $\sigma = 10$  ч,  $T_B = 25$  ч,  $\sigma_B = 4$  ч, определим значения функции готовности по формуле (1) для различных моментов времени эксплуатации  $t$  и построим график функции готовности (рис. 1).

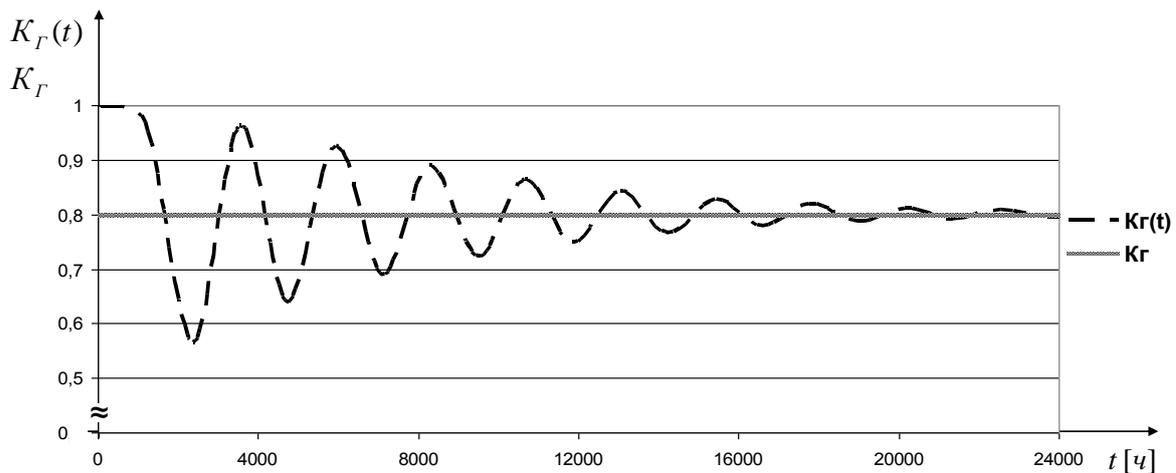


Рис. 1 – Функция готовности с учётом временных показателей, описываемых нормальным законом распределения

Используя уже заданные эксплуатационные временные показатели ( $T$ ,  $\sigma$ ,  $T_B$ ,  $\sigma_B$ ), продолжим наш анализ для экспоненциального закона распределения и гамма - распределения.

Экспоненциальный закон распределения учитывает только математические ожидания временных показателей, через  $\lambda$  – интенсивность отказов и  $\lambda_B$  – интенсивность восстановлений, определяемых отношениями  $\lambda = 1/T$  и  $\lambda_B = 1/T_B$ , и необходимых для расчёта вероятности безотказной работы и плотности восстановления.

Выполненные расчёты позволяют построить график функции готовности с допущением о том, что распределения временных показателей описываются экспоненциальным законом распределения (рис. 2).

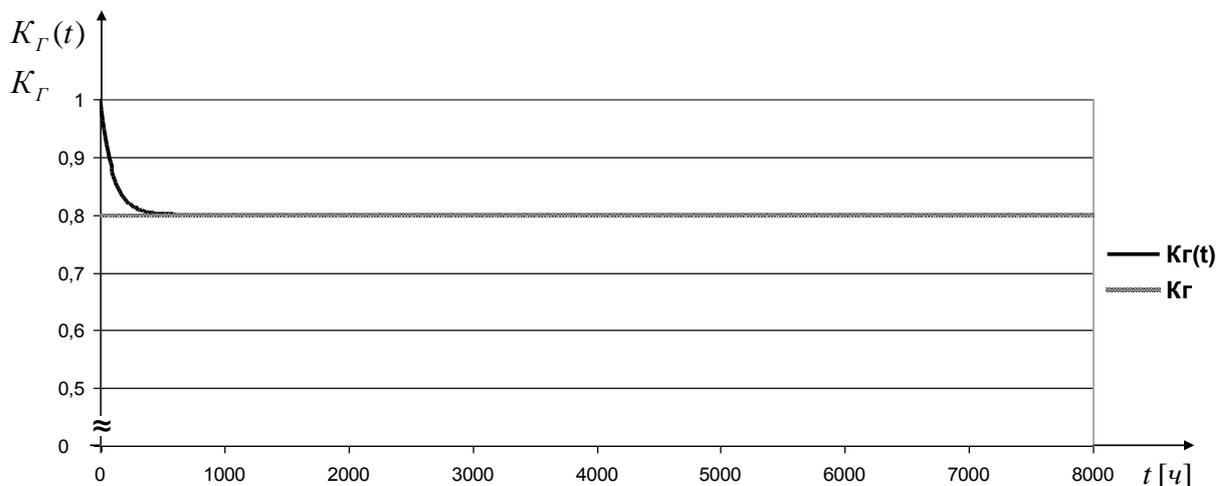


Рис. 2 – Функция готовности с учётом временных показателей, описываемых экспоненциальным законом распределения

Гамма - распределение учитывает математические ожидания и среднеквадратичные отклонения через параметры  $\lambda$  и  $\alpha$ , определяемые отношениями  $\lambda = T / \sigma^2$  и  $\alpha = T^2 / \sigma^2$  [1], и необходимые для расчёта вероятности безотказной работы, а также параметры  $\lambda_B$  и  $\alpha_B$ , определяемые отношениями  $\lambda_B = T_B / \sigma_B^2$  и  $\alpha_B = T_B^2 / \sigma_B^2$ , и необходимые для расчёта плотности восстановления.

Выполненные расчёты позволяют построить график функции готовности с допущением о том, что распределения временных показателей описываются гамма - распределением (рис. 3).

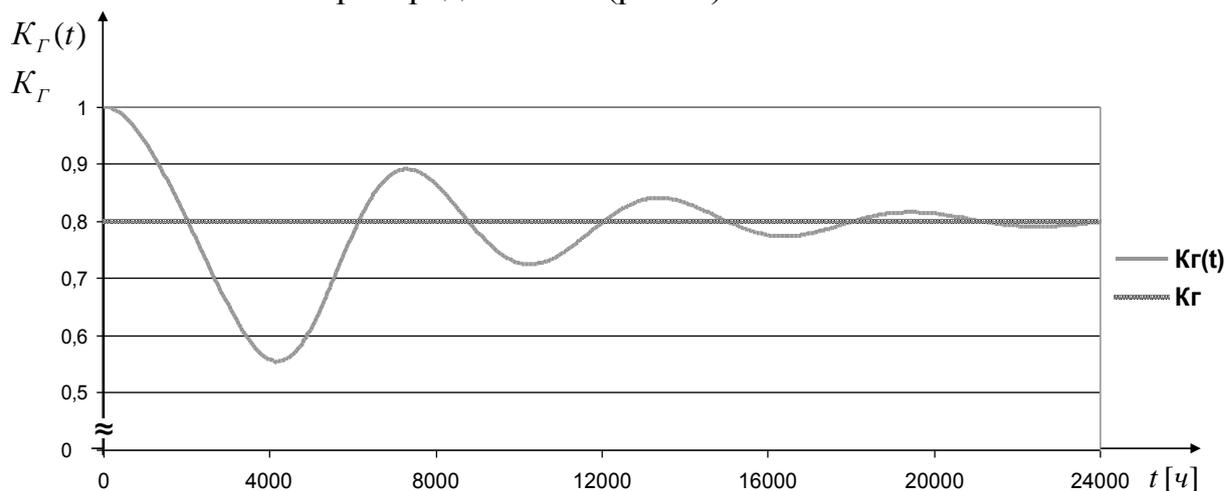


Рис. 3 – Функция готовности с учётом временных показателей, описываемых гамма - распределением

До этого момента мы предполагали, что распределения временных показателей, характеризующих наработку между отказами и время восстановления, не противоречат одному и тому же закону распределения. При использовании формулы (1) также возможно определить функцию готовности при различных законах распределения временных показателей, например:

– наработка между отказами не противоречит экспоненциальному закону распределения, а время восстановления – нормальному закону распределения (рис. 4);

– наработка между отказами не противоречит гамма - распределению, а время восстановления – экспоненциальному закону распределения (рис. 5);

– наработка между отказами не противоречит нормальному закону распределения, а время восстановления – гамма - распределению (рис. 6).

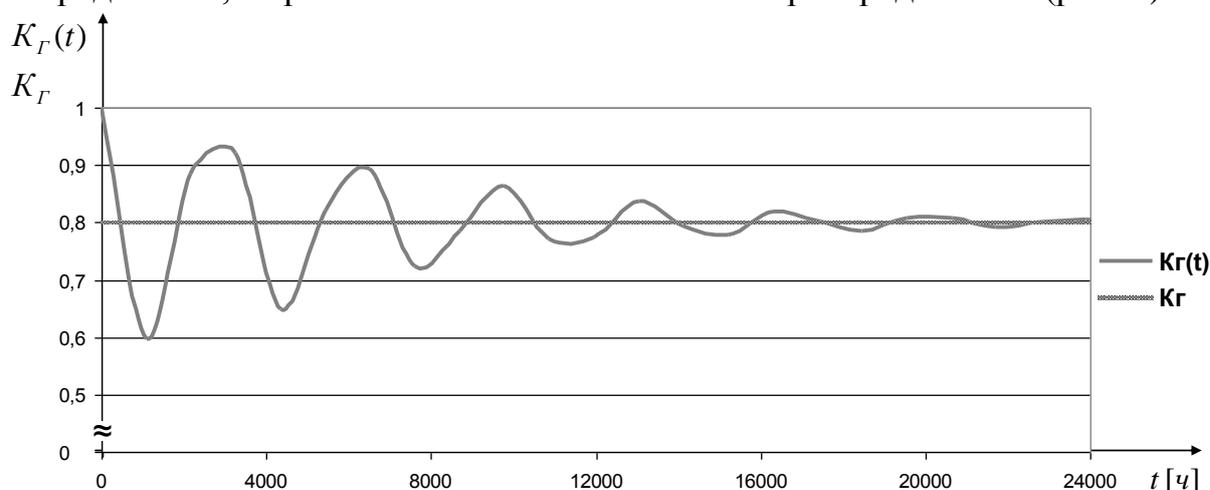


Рис. 4 – Функция готовности с учётом временных показателей, описываемых экспоненциальным законом распределения (наработка между отказами) и нормальным законом распределения (время восстановления)

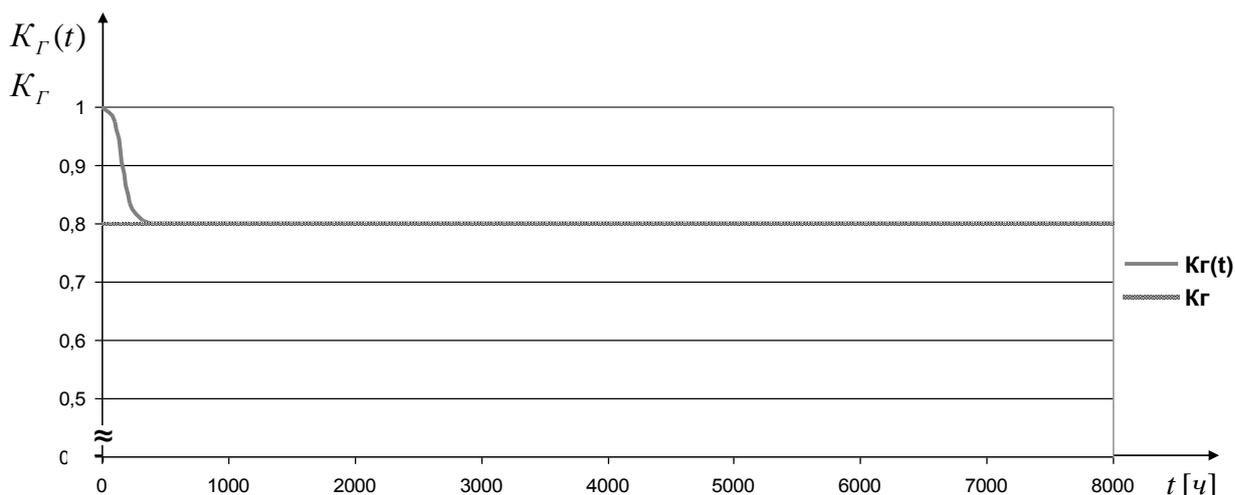


Рис. 5 – Функция готовности с учётом временных показателей, описываемых гамма - распределением (наработка между отказами) и экспоненциальным законом распределения (время восстановления)

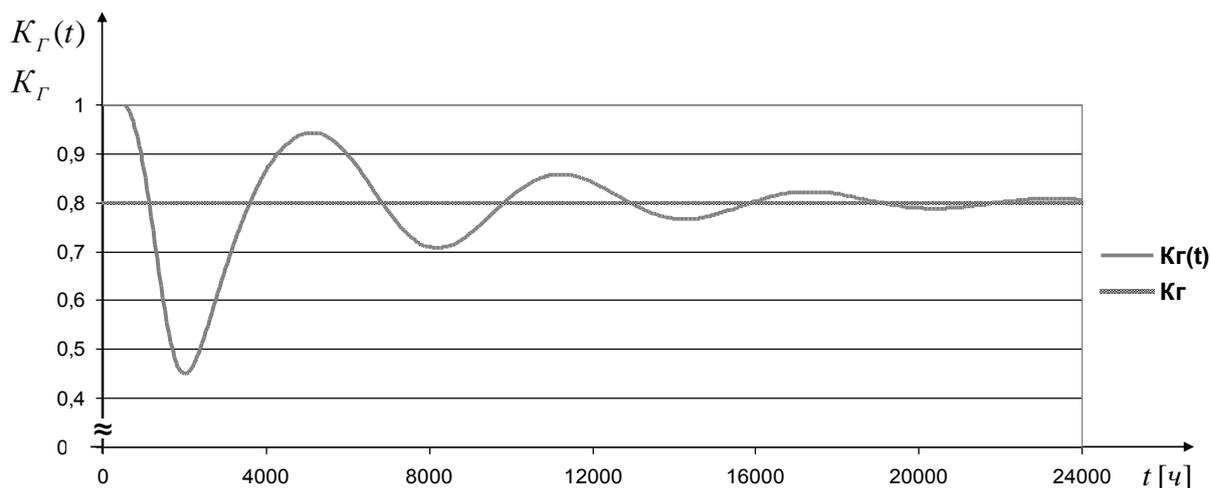


Рис. 6 – Функция готовности с учётом временных показателей, описываемых нормальным законом распределения (наработка между отказами) и гамма – распределением (время восстановления)

Из рис. 4 – 6 следует, что закон распределения времени восстановления имеет существенное влияние на продолжительность переходного процесса до наступления стационарного режима и на вид функции готовности. Это объясняется тем, что функция готовности, определяемая по формуле 1, учитывает как распределение наработки между отказами, так и распределение времени восстановления. В рассматриваемом примере время восстановления составляет  $\frac{1}{4}$  от наработки между отказами и поэтому имеет существенное влияние на функцию готовности.

Для проведения дальнейшего анализа и записи основных выводов объединим рис. 1 – 3 в общий рис. 7.

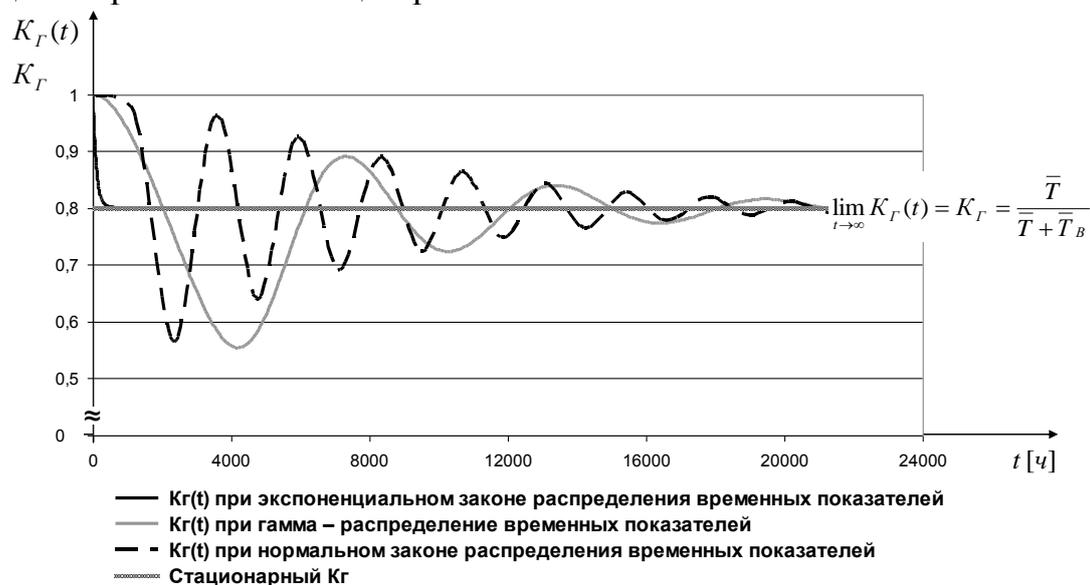


Рис. 7 – Функция готовности с учётом временных показателей, описываемых различными законами распределения

Различия между кривыми, представленными на рис. 7, очевидны. Функции готовности с учётом временных показателей, описываемых нормальным и гамма – распределением, имеют затухающий колебательный характер, что не наблюдается при экспоненциальном распределении. Это свидетельствует о том, что для не экспоненциальных распределений могут наблюдаться провалы функции готовности ниже её стационарного значения, что также отмечено в работах [5, 7, 8]. Кроме того, для нормального и гамма – распределения характерна большая продолжительность переходного процесса до наступления стационарного режима. Данные факты часто игнорируются на практике. Вследствие этого коэффициенты готовности железнодорожного подвижного состава, оцененные без учёта реальных законов распределения временных показателей, могут не соответствовать фактической готовности в начальный период эксплуатации. Однако с течением времени функции готовности, учитывающие различные законы распределения временных показателей, перестают зависеть от времени (становятся стационарными) и соответствуют коэффициенту готовности, определённого с допущением в том, что временные показатели имеют экспоненциальное распределение. В связи с этим формула (1) на практике почти никогда не используется, так как под коэффициентом готовности понимают обычно то стационарное значение, к которому стремится функция  $K_G(t)$  с увеличением времени эксплуатации.

На практике коэффициент готовности часто определяется по формуле, которая учитывает всего два состояния железнодорожного подвижного состава и позволяет определить его стационарное значение  $K_G$ :

$$\lim_{t \rightarrow \infty} K_G(t) = K_G = \frac{\bar{T}}{\bar{T} + \bar{T}_B}. \quad (8)$$

где  $\bar{T}$  и  $\bar{T}_B$  математические ожидания наработки между отказами и времени восстановления за период наступления стационарного режима соответственно.

В заключение сделаем вывод, что использование формулы (8), представленной в ряде стандартов, методик и моделей по оценке показателей готовности обосновано, т.к. в достаточно удаленный от начала эксплуатации момент времени процесс эксплуатации тягового железнодорожного подвижного состава характеризуется установившимся режимом, при котором показатели готовности перестают зависеть от времени и принимают стационарные значения  $K_G$ . Но в начальный период эксплуатации требуется использовать формулу (1) для оценки продолжительности переходного процесса до наступления стационарного режима.

## Список литературы

1. Электроподвижной состав. Эксплуатация, надёжность и ремонт: Учебник для вузов ж.-д. трансп. / А. Т. Головатый, И. П. Исаев, П. И. Борцов и др.; Под ред. А. Т. Головатый и П. И. Борцов. - М.: Транспорт, 1983. - 350 с.
2. Горский А.В. Методика расчёта надёжности электроподвижного состава как сложной системы. Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук. - М.: МИИТ, 1968. - 157 с.
3. Стрельников В.Т., Исаев И.П. Организация системы бездефектного подъемочного ремонта электровозов. - М.: Транспорт, 1975. - 160 с.
4. Гнеденко Б.В., Беляев Ю.К., Соловьев А.Д. Математические методы в теории надежности. - М.: Наука, 1965. - 524 с.
5. Bertsche В., Lechner G. Zuverlässigkeit im Fahrzeug- und Maschinenbau. Ermittlung von Bauteil- und System-Zuverlässigkeiten. 3., Überarbeitete und erweiterte Aufgabe. - Berlin: VDI, 2004. - 495 S.
6. Elsayed A. Elsayed. Reliability Engineering. - Massachusetts: Addison Wesley Longman, Inc., 1996. - 737 p.
7. Половко А.М., Гуров С.В. Основы теории надежности. - 2-е изд., перераб. и доп. - СПб.: БХВ - Петербург, 2006. - 704 с.
8. Козырев В.А. Методика определения структуры ремонтного цикла электроподвижного состава. Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук. - М.: МИИТ, 1977. - 187 с.

# К ВОПРОСУ АНАЛИТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА КИНЕМАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА

## *ABOUT THE METHOD OF ANALYTICAL CALCULATION IN KINEMATICS AND DYNAMIC PARAMETERS OF MECHANISM*

**О.В. Позднякова** – студент, **А.П.Осипов** – к.т.н., доцент  
Филиал Самарского государственного технического университета  
в г. Сызрани

**Abstract.** The graphic methods in kinematics research of mechanisms got wide use for the preventive decision and also for the engineer's decision for different designers tasks.

Actuality of this work consists of common analytical calculation method of mechanism parameters which does not exist now.

Purpose of this project is to develop the method of analytical calculation of kinematics and dynamic parameters for mechanism for computer use.

On the basis of synthesis across Assur, the analytical method of the kinematic and dynamic analysis in the most widespread structural lever mechanism groups and also algorithm of mechanism calculation with  $n$  structural groups are developed. Scientific novelty of project is the conduction of structural, kinematics and dynamic analysis on one and the same basis - synthesis of mechanism on Assur, that allows to facilitate perception of theoretical material and to promote its understanding.

This method can be applied both in educational establishments, engineers engaged in preparation and enterprises working in area of planning and calculation of mechanisms.

Графические методы исследования механизмов получили широкое распространение для решения различных конструкторских, и, соответственно, учебных задач, например, в рамках курсового проекта по дисциплине «Теория механизмов и машин». Однако данные методы имеют значительную трудоемкость при проведении расчетов, низкую точность вычислений, позволяют определять параметры механизма как дискретные функции. Общеизвестно, что наряду с графическими существуют и в настоящее время начинают более широко применяться аналитические методы исследования механизмов, которые позволяют вычислять параметры механизма как непрерывные функции от положения начального звена с наперед заданной точностью. Однако, формирование системы уравнений в аналитическом методе составляет трудность даже для подготовленных студентов и инженеров.

Актуальность данной работы заключается в том, что достаточно простой обобщенный аналитический метод расчета параметров механизма на данный момент авторам не известен.

Цель работы - разработать метод аналитического расчета кинематических и динамических параметров механизма на основе синтеза по Ассуру для использования его на ЭВМ.

Для достижения поставленной цели необходимо решить ряд следующих задач:

- 1) проанализировать существующие методы аналитического расчета кинематических и динамических параметров механизма;
- 2) разработать методику кинематического анализа наиболее распространенных структурных групп;
- 3) адаптировать методику динамического анализа структурных групп к автоматическому расчету на ЭВМ;
- 4) смоделировать алгоритм расчета параметров механизма;
- 5) дать рекомендации по использованию и развитию разработанного аналитического метода.

Анализ существующих аналитических методик расчета механизмов показал, что наибольшее распространение получил графо-аналитический метод расчета механизма с построением планов скоростей, ускорений, сил для каждого выбранного положения начального звена механизма [1]. Метод требует проведения рутинных повторяющихся операций, что значительно увеличивает трудоемкость расчета. На точность расчета влияет точность построений, выбор положений механизма и их количество. Более того, расчет кинематических параметров ведется в соответствии с расположением звеньев в структуре механизма, что увеличивает количество расчетных переменных.

В алгоритмах расчета плоских механизмов, предложенных в [1], [2], [3] рассматривается методика аналитического расчета кинематических параметров для всего механизма в целом при том, что элементарной единицей структуры является звено, то есть структура механизма разукрупняется, и основной принцип синтеза механизма отбрасывается. При увеличении количества звеньев в механизме трудоемкость подобного аналитического метода резко возрастает в первую очередь из-за сложности математических преобразований. Вместе с тем, в [2, 3] дальнейший силовой анализ предлагается вести на основе структурного анализа, т. е. с учетом деления механизма на структурные группы. Таким образом нарушается связь между структурным, кинематическим и динамическим анализом, что вносит дополнительные трудности при изучении темы исследования механизмов.

Метод аналитического расчета Н.Н. Крохмаля [4], по мнению авторов, является более простым и понятным. Однако, Н.Н. Крохмаль рассматривает плоские механизмы в общем, что предопределяет запись уравнений связи в

дифференциальной форме и введение погрешности в расчет кинематических параметров. В то же время, большая часть механизмов машин относится к одноподвижным механизмам второго класса.

Учитывая вышесказанное, авторами предложен метод аналитического исследования одноподвижных механизмов второго класса. Основная идея предлагаемого метода - проводить структурный, кинематический и динамический анализ на одной основе – синтезе механизма по Ассуру.

При расчете параметров механизма предполагаем следующее:

- механизм является плоским и имеет одну обобщенную координату, следовательно, все переменные параметры являются функциями от этой обобщенной координаты - угла поворота начального звена  $\varphi_1$ ;

- структурные группы, составляющие механизм, являются группами 2 класса 2 вида;

- начало координат находится в точке вращения начального звена при его вращательном движении или на направляющей начального механизма при поступательном движении начального звена.

Из второго допущения следует, что необходимо определять положение не всех точек механизма, а только положение внутренних кинематических пар каждой структурной группы, поскольку положения внешних кинематических пар известны: одной кинематической парой структурная группа присоединяется к стойке, а другой соединяется с предыдущей структурной группой, для которой кинематические параметры уже известны.

Сущность разработанного аналитического метода кинематического анализа заключается в том, что линейные и угловые координаты, скорости и ускорения звеньев и передаточные функции определяются в виде аналитических выражений, которые содержат конечное число алгебраических и тригонометрических операций.

Ниже приведены примеры определения аналитических выражений для кинематических параметров некоторых структурных групп.

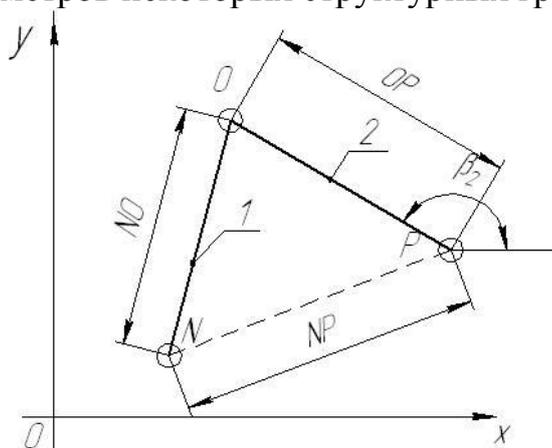


Рис.1 – Структурная группа 2 класс 2 вид 1 модификация

Рассмотрим структурную группу NOR, представленную на рис.1. В этой структурной группе заданы координаты точек, в которых расположены кинематические пары N(x<sub>N</sub>; y<sub>N</sub>), P(x<sub>P</sub>; y<sub>P</sub>) и длины звеньев NO, OP. Требуется определить положение внутренней кинематической пары O (x<sub>O</sub>; y<sub>O</sub>).

Для определения положения кинематической пары O достаточно провести две окружности с центрами в кинематических парах N (x<sub>N</sub>; y<sub>N</sub>) и P(x<sub>P</sub>; y<sub>P</sub>) и радиусами NO и OP соответственно. Из построения следует, что для определения координат этой кинематической пары необходимо решить систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} (x_N - x_O)^2 + (y_N - y_O)^2 &= NO^2 \\ (x_P - x_O)^2 + (y_P - y_O)^2 &= OP^2 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Делая необходимые подстановки и упрощая, получим:

$$y_{O1,2} = \frac{-n \pm \sqrt{n^2 + 4mk}}{2m} \quad x_O = p - q \cdot y_O, \quad (2)$$

где

$$n = 2q \cdot x_N - 2pq - 2y_N,$$

$$q = \frac{2(y_N - y_P)}{2(x_N - x_P)},$$

$$p = \frac{-NO^2 + OP^2 + x_1 + y_1}{2(x_N - x_P)},$$

$$x_1 = x_N^2 - x_P^2, \quad y_1 = y_N^2 - y_P^2,$$

$$m = 1 + q^2, \quad k = 2p \cdot x_N - p^2 - y_N^2 + NO^2 - x_N^2.$$

При расчете данной структурной группы необходимо учитывать, что окружности с центрами в кинематических парах N (x<sub>N</sub>; y<sub>N</sub>) и P(x<sub>P</sub>; y<sub>P</sub>) и радиусами NO и OP соответственно могут касаться в одной точке (случай неустойчивого равновесия), когда NO+OP=NP. Окружности могут касаться в бесконечном множестве точек, когда NO=OP и координаты N и P совпадают. Окружности также могут не пересекаться вообще, когда NO≠OP и L<sub>min</sub>+NP<L<sub>max</sub>, либо NP>NO+OP. Поэтому, для существования структурной группы необходимо выполнение неравенства NP<NO+OP. При работе механизма NP≠const и, следовательно, NP∈(NP<sub>min</sub>;NP<sub>max</sub>). Таким образом, ограничения на существование, накладываемые на данную структурную группу, будут выглядеть следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} NP_{MAX} &< NO + OP \\ NP_{MIN} &> |NO - OP| \\ \overrightarrow{NP} \times \overrightarrow{NO} &> 0 (\overrightarrow{NP} \times \overrightarrow{NO} < 0) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где первое и второе неравенства отвечают за неразрывность структурной группы, а знак третьего неравенства указывает положение точки внутренней кинематической пары относительно вектора NP. Система справедлива

независимо от того какая из точек N или P неподвижна, а какая перемещается.

Кинематические параметры, такие как скорость ( $v$ ), ускорение ( $a$ ) точек, угловая скорость ( $\omega$ ) и угловое ускорение ( $\varepsilon$ ) звеньев и их аналоги рассчитываются путем дифференцирования перемещений и угловых перемещений соответствующих точек, в которых расположены кинематические пары, и звеньев структурной группы.

Таблица 1

<b>Определение кинематических параметров различных структурных групп</b>		
<p><b>2 класс 2 вид 1 модификация:</b></p>	<p><b>2 класс 2 вид 2 модификация</b></p>	<p><b>2 класс 2 вид 3 модификация</b></p>
<b>Условия существования структурных групп</b>		
$\begin{cases} L_{ONP} < L_{NO} + L_{OP} & (1) \\ L_0 >  L_{NO} - L_{OP}  & (2) \\ \overline{L_{NP}} \times \overline{L_{NO}} > 0 (\overline{L_{NP}} \times \overline{L_{NO}} < 0) & (3) \end{cases}$	$\begin{cases} HM_{MAX} < L_6 & (4) \\ HK \times HM > 0 (HK \times HM < 0) & (5) \end{cases}$	$\begin{cases} L_8 \geq ST_{MAX} & (6) \\ ST > 0 & (7) \end{cases}$
(1), (2)- неравенства, влияющие на неразрывность структурной группы, (3)- неравенство знак векторного произведения которого указывает положение точки внутренней кинематической пары относительно вектора $L_{NP}$ .	(4) неравенство, влияющее на неразрывность структурной группы, (5)- неравенство знак векторного произведения которого указывает положение точки внутренней кинематической пары (т. K) на направляющей.	(6)- неравенство, влияющее на неразрывность структурной группы, (7)- неравенства, влияющее на неразрывность структурной группы.
<b>Система уравнений для определения координат</b>		<b>Длина отрезка ST:</b>
<b>точки O:</b>	<b>точки K:</b>	$ST = \sqrt{(x_T - x_S)^2 + (y_T - y_S)^2}$ Примечание - положение т. R, S, T задано, в отличие от предыдущих групп.
$\begin{cases} (x_N - x_O)^2 + (y_N - y_O)^2 = L_{NO}^2 \\ (x_P - y_O)^2 + (y_P - y_O)^2 = L_{OP}^2 \end{cases}$	$\begin{cases} (x_H - x_K)^2 + (y_H - y_K)^2 = L_6^2 \\ (x_K - x_L) \cdot tg\beta = y_K - y_L \end{cases}$	
<b>Координаты т. O</b>	<b>Координаты т. K</b>	<b>Координаты т. U</b>
$y_{O,2} = \frac{-n \pm \sqrt{n^2 + 4mk}}{2m}$ $x_O = p - q \cdot y_O, \text{ где } n, m, k, p, q - \text{числовые комплексы}$	$x_{K,1,2} = \frac{-a \pm \sqrt{a^2 - 4b(tg^2\beta + 1)}}{2(tg^2\beta + 1)}$ $y_K = (x_K - x_L) \cdot tg\beta + y_L, \text{ где } a, b - \text{числовые комплексы}$	$x_U = x_T + (x_T - x_S) \cdot \frac{TU}{ST}$ $y_U = y_T + (y_T - y_S) \cdot \frac{TU}{ST}$

В процессе выполнения работы были рассмотрены структурные группы 2 класса 2 вида. Формулы для кинематического анализа структурных групп можно записать более наглядным образом в виде таблицы (табл. 1).

Динамический анализ проводится на основе данных структурного и кинематического анализа и базируется на указанном выше подходе – синтезе механизма по Ассурю. Динамический расчет в предлагаемом методе модернизирован по сравнению с существующей методикой для наиболее полной автоматизации расчетов.

Искомые реакции в кинематических парах групп находим из условий равновесия системы приложенных к звеньям групп сил (рис. 2).

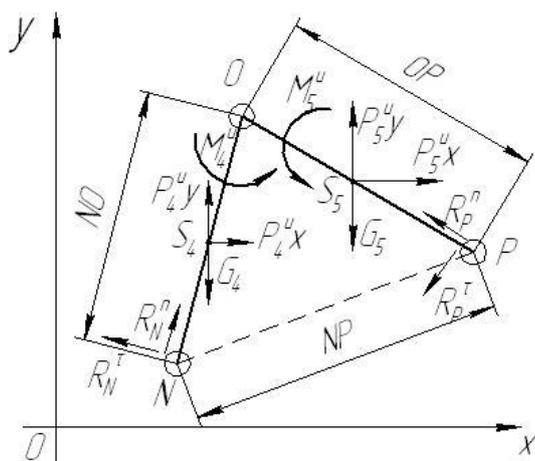


Рис. 2 – Система сил, действующих на звенья структурной группы 2 класса 2 вида 1 модификации

Для определения реакций в кинематических парах составляется система уравнений - условия равновесия для каждого звена, все силы разделены на группы и для каждой группы уже указан **верный** знак, аналогично указанной ниже:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum X = P_i^{IX} \pm P_{BH}^X + R_{i(i-1)}^X - R_{i(i+1)}^X = 0 \\ \sum Y = P_i^{IY} \pm P_{BH}^Y + R_{i(i-1)}^Y - R_{i(i+1)}^Y - G_i = 0 \\ \sum m = -G_i h_{G_i} + P_i^{IX} \cdot h_{P_x} + P_i^{IY} \cdot h_{P_y} + P_{BH}^X \cdot h_{P_{BHx}} + P_{BH}^Y \cdot h_{P_{BHy}} + R_{i(i-1)}^X h_{RX} - R_{i(i+1)}^X h_{RX} + \\ + R_{i(i-1)}^Y h_{RY} - R_{i(i+1)}^Y h_{RY} + M_i^{IH} = 0 \end{array} \right.$$

где  $G_i$  - сила тяжести звена,

$P_i^{IX}, P_i^{IY}$  - проекции сил инерции,

$P_{BH}^X, P_{BH}^Y$  - проекции внешних сил

$R_{i(i-1)}^X, R_{i(i-1)}^Y$  - проекции реакции действующей на рассматриваемое звено (i) со стороны предыдущего звена (i-1),

$R_{i(i+1)}^X, R_{i(i+1)}^Y$  - проекции реакции действующей на рассматриваемое звено ( $i$ ) со стороны следующего ( $i+1$ ),  
 $h$  - плечи, указанных сил.

Неопределенность в знаке может возникнуть только у внешних сил, для каждой из которых вопрос решается по общим правилам механики.

С целью моделирования алгоритма расчета были разработаны модули для структурных групп 2 класса 2 вида, реализованные в математическом пакете MathCad. При подстановке модулей в общий модуль расчета механизма в соответствии с заданной кинематической схемой, автоматически формируется полный кинематический и динамический анализ механизма с возможностью графического представления любого выбранного параметра. В настоящее время под предложенный аналитический метод разработан УМК, проходящий апробацию в нашем ВУЗе.

По результатам проделанной работы можно сделать следующие выводы:

1. Анализ существующих методик расчета механизма показал, что метод анализа, базирующийся на едином подходе к описанию его структуры, отсутствует.

2. Научная новизна проекта заключается в проведении структурного, кинематического и динамического анализа на одной основе – синтезе механизма по Ассуру.

3. Разработанная методика проста в усвоении, что облегчает восприятие материала, повышает понимание его студентами и инженерно-техническими работниками.

4. Преимущество предложенного метода в том, что он адаптирован к модульному построению расчетной схемы. На одну структурную группу разрабатывается один модуль.

5. Практическая ценность разработанного метода в том, что он позволяет в разы увеличить скорость проектирования и расчета механизма, а, следовательно, может быть рекомендован для инженерной деятельности.

6. Основные направления развития предложенного метода – это апробация УМК в других ВУЗах, на машиностроительных предприятиях, а также введение расчетных формул для учета сил трения и динамической стабилизации механизма. Дальнейшее развитие УМК предполагает вести в плане введения элементов научно-исследовательской работы и повышения уровня сложности задач, решаемых студентами.

### Список литературы

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин.- М. : «Наука», 1975, 640 с.

2. Попов, С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин Учеб. пособие для втузов. / Г.А. Тимофеев.- 3-е изд., стер.- М. : Высшая школа, 1999. - 351 с.
3. Фролов, К.В. Теория механизмов и машин / С.А. Попов, А.К. Мусатов и др. - М. : Высшая школа, 1986.- 450 с.
4. Крохмаль Н.Н. Кинематический анализ групп Ассур в связи с их структурными свойствами. – «Проблемы машиностроения», Курганский государственный университет, г. Курган, Россия, 2002 г.

# РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ АНАЛИЗА НАГРУЖЕННОСТИ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ ДЛИННОМЕРНЫХ ГРУЗОВ

## *DEVELOPMENT OF THE METHOD OF THE ANALYSIS OF THE STRESS LOADING OF FLAT CARS' BEARING ELEMENTS FOR THE LONG GOODS' TRANSPORTATION*

**О.В. Попова** – студент, **Ю.А. Чиграй** – студент  
ГОУ ВПО «Брянский государственный технический университет»

**Abstract.** The method of the extended analysis of the stress loading of flat cars' bearing elements for the transportation long goods is developed. Mathematical modeling of the car's movement on nonperfect track irregularity is assumed at the heart of the method. The solid dynamic model of the flat car for the transportation long goods with the extended account of impact of goods and the bearing elements of car is made. The model is developed with help of the home-produced bundled software of simulation of body system's dynamic "Universal mechanism". Dynamic loads which exert on the car body during the movement are determined in consequence of the simulation. The detailed plate finite-element model is developed for the estimation of deflected mode of car frame's bearing construction. The construction's deflected mode was considered in the static and dynamic set up. The spectrums of dynamic loads which can be used for the base for the estimation of the fatigue endurance of flat car frame's construction were got in consequence of the accomplished valuations.

В настоящее время потребности в перевозке длинномерных грузов достигают высокого уровня. Для сохранения конкурентоспособности подвижного состава, обеспечивающего такие перевозки, требуется постоянное его совершенствование. Основой для создания вагонов-платформ для перевозки длинномерных грузов является уточненный анализ нагруженности их несущих конструкций. При этом важным фактором является учет усилий взаимодействия груза с элементами несущих конструкций вагонов.

При оценке усилий взаимодействия длинномерных грузов с несущими конструкциями вагона традиционно используются приближенные аналитические зависимости, приведенные в нормативной документации на проектирование грузовых вагонов [1]. Зависимости для описания распределения усилий, действующих от груза, по полу, стойкам и торцевым стенам вагонов получены исходя из случая перевозки сыпучего груза, в то время как при перевозке длинномерных грузов (лес в хлыстах, рельсы, трубы большого диаметра и т.д.) распределение усилий значительно отличается от указанного.

Наиболее ответственными несущими элементами вагонов-платформ для перевозки длинномерных грузов являются стойки, воспринимающие значительные нагрузки при эксплуатации. В нормативной документации на расчет и сертификацию подвижного состава железных дорог не приведены конкретные рекомендации для оценки усилий, действующих на стойки при перевозке длинномерных грузов, что, в конечном счете, не позволяет адекватно прогнозировать усталостные повреждения и ресурсы этих конструкций. В связи с этим в работе проведены исследования посвященные разработке методики уточненной оценки статической и динамической нагруженности несущих конструкций кузовов вагонов-платформ для перевозки длинномерных грузов.

В рамках данного исследования были решены следующие задачи:

- разработка динамической модели взаимодействия длинномерного груза с элементами несущей конструкции вагона;
- оценка статических усилий, действующих на несущие конструкции вагона;
- разработка детализированной пластинчатой конечноэлементной модели несущей конструкции рамы вагона-платформы для перевозки длинномерных грузов;
- разработка динамической модели движения грузового вагона с учетом реального взаимодействия длинномерного груза с кузовом.
- разработка детализированной динамической пластинчатой конечноэлементной модели.
- анализ динамического напряженно-деформированного состояния рамы вагона платформы в статической и динамической постановке.

В качестве объекта исследования был принят вагон-платформа для перевозки труб большого диаметра.

В качестве метода для исследования принято математическое моделирование. В качестве инструмента программный комплекс моделирования динамики систем тел «Универсальный механизм» [2].

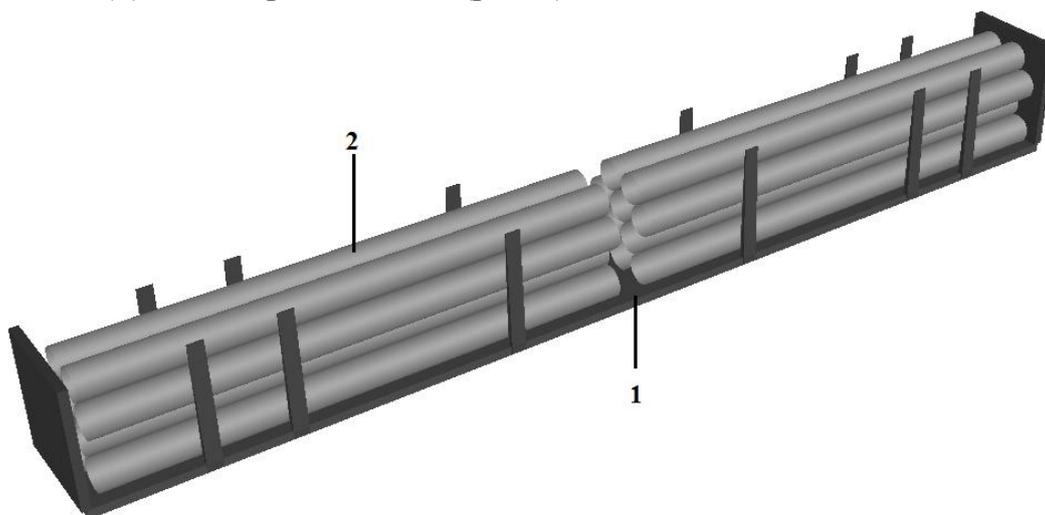
При проведении исследований приняты следующие ограничения:

- трубы большого диаметра рассматриваются в виде полых цилиндров соответствующего диаметра;
- коэффициенты трения между поверхностями труб, покрытых полиэтиленовой защитной пленкой и между трубами и элементами рамы вагона-платформы принимаются в соответствии со справочными данными и считаются неизменными по всей длине труб;
- при разработке твердотельной динамической модели вагона трубы большого диаметра и несущие конструкции рамы вагона-платформы рассматриваются как абсолютно твердые тела;
- при расчетах рассматривается симметричная загрузка кузова вагона.

На первом этапе исследования разработана тестовая твердотельная динамическая модель взаимодействия длинномерного груза с элементами рамы вагона-платформы. Тестовая модель представляет собой абсолютно твердую поверхность, на которой расположены трубы большого диаметра в виде абсолютно твердых полых цилиндров с реальными инерциальными характеристиками. Трубы уложены в несколько ярусов и с двух сторон ограничены твердотельными моделями стоек. Взаимодействие труб с поверхностью и боковыми стойками описывается контактным элементом окружность-плоскость стандартного набора программного комплекса. Взаимодействие труб друг с другом описывается попарным введением контактных элементов типа сфера-сфера. При введении контактных элементов учитываются коэффициенты трения скольжения и покоя между контактируемыми поверхностями, а также контактная жесткость.

При разработке тестовой модели были освоены основные подходы к работе с программным комплексом и отработаны основные элементы предлагаемой методики.

На основе тестовой модели разработана динамическая модель рамы вагона-платформы со стойками и торцевыми стенами (1), загруженная 18 трубами (2) диаметром 820 мм (рис 1).



*Рис. 1 – Динамическая модель кузова вагона-платформы:  
1 – рама вагона-платформы; 2 – трубы большого диаметра*

В результате расчета положения равновесия для разработанной модели определены статические усилия взаимодействия труб большого диаметра друг с другом и с элементами несущей конструкции рамы вагона-платформы. На рис. 2 в качестве примера представлены эпюры статических усилий, действующих на одну пару стоек вагона-платформы, рассчитанные на основе рекомендаций нормативных документов [1] (рис. 2, а) и с использованием твердотельной модели (рис. 2, б).

Как видно из рис. 2 усилия, полученные по уточненной модели с учетом реального взаимодействия труб между собой с рамой, значительно отличаются от распределения усилий, полученных на основе рекомендаций нормативных документов [1].

Для оценки адекватности усилий, полученных с помощью динамической модели, разработана стержневая конечноэлементная модель, представляющая собой поперечное сечение труб в виде стрелы (1), жесткость которых соответствует контактной жесткости, задаваемой в динамической твердотельной модели (рис. 3).

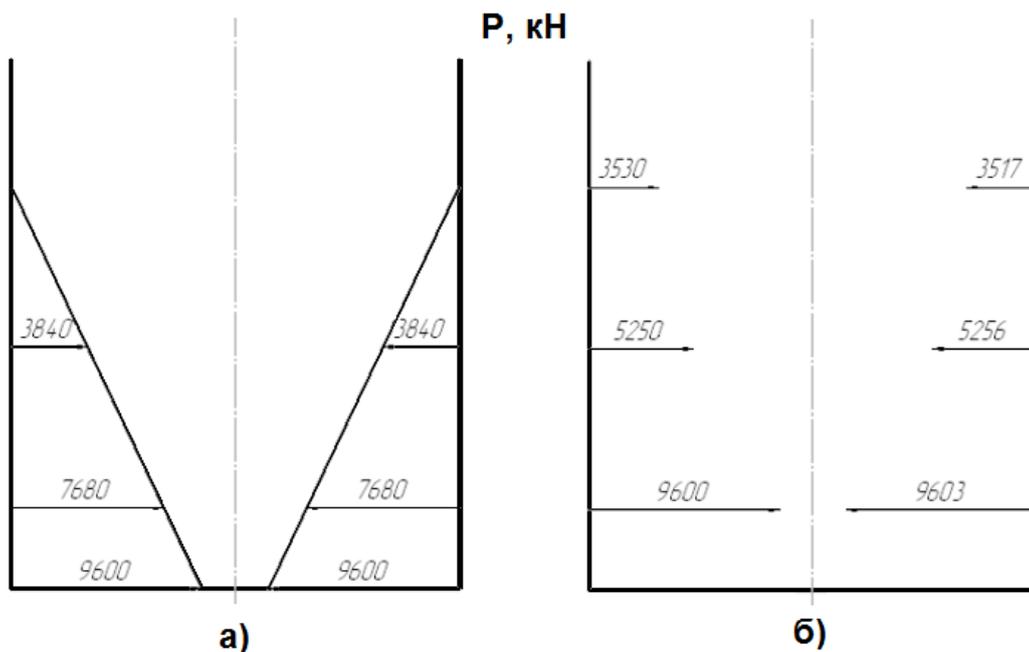


Рис. 2 – Эпюры статических нагрузок, действующих на стойки кузова вагона-платформы

К узлам (2), находящимся в центре тяжести соответствующих труб, прикладываются усилия (3), равные их весу. Закрепления конечноэлементной модели (4) соответствует реальному взаимодействию труб между собой и со стойками. Полученные из конечноэлементной модели усилия совпадают качественно и количественно близко результатам, полученным на основе твердотельной динамической модели, что подтверждает ее адекватность.

Для оценки напряженно-деформированного состояния конструкции от действия статических нагрузок, полученных с использованием динамической твердотельной модели, разработана детализированная пластинчатая конечноэлементная модель несущей конструкции рамы платформы (рис. 4). Все несущие элементы конструкции моделируются  $7 \times 10^4$  трех- и четырех- узловыми пластинчатыми конечными элементами, объединенными в  $7,2 \times 10^4$  узлах. Общее количество степеней свободы модели составило  $4,3 \times 10^5$ .

Разработка геометрической и конечноэлементной моделей выполнена в среде программного комплекса Femap 10.0.

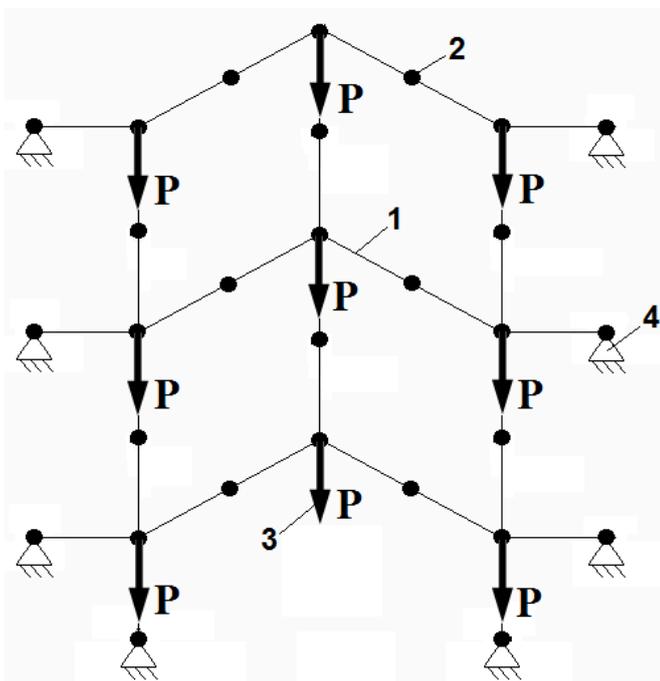


Рис. 3 – Конечноэлементная расчетная схема взаимодействия труб большого диаметра с несущей конструкцией рамы вагона-платформы

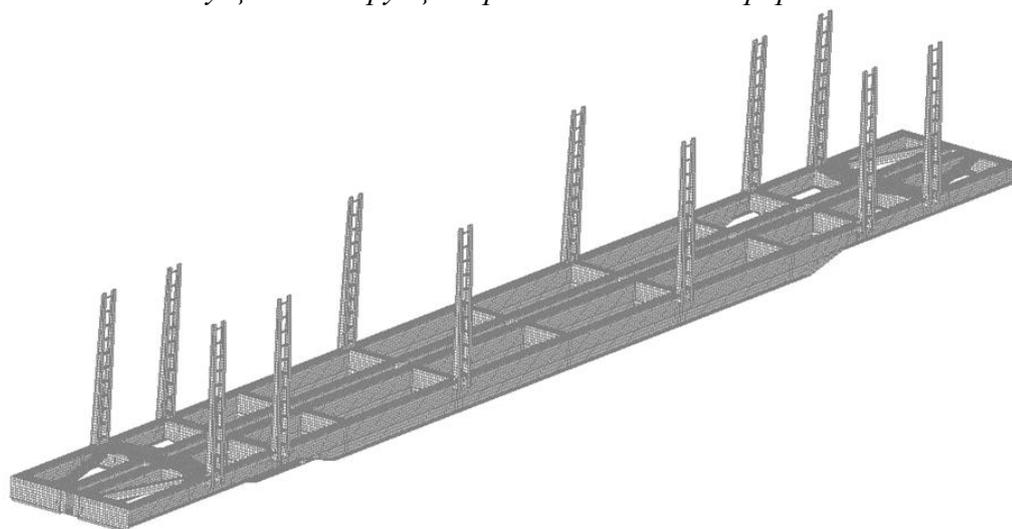


Рис. 4 – Детализированная пластинчатая конечноэлементная модель рамы вагона-платформы

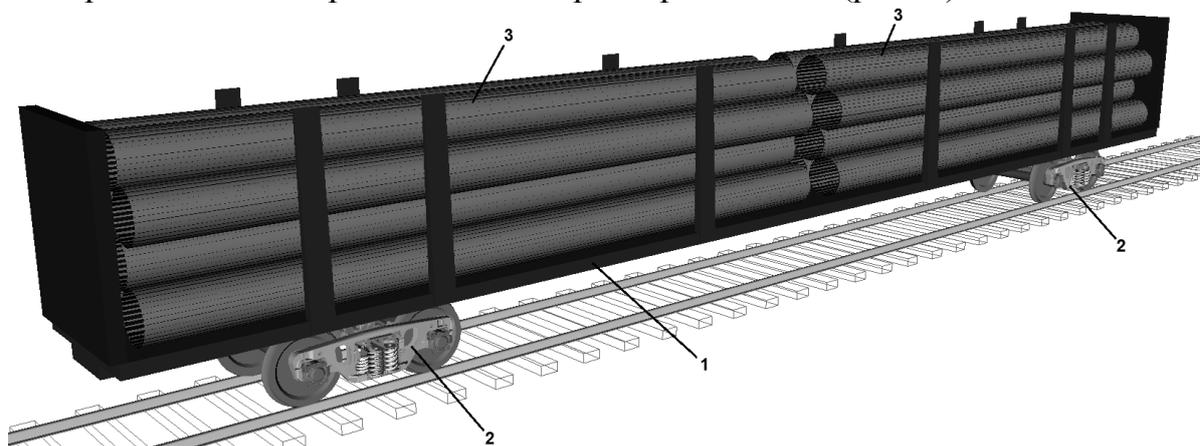
Закрепление конечноэлементной модели в пространстве, как абсолютно твердого тела, осуществлялось введением в узлы шкворневой зоны рамы соответствующих связей. Нагружение конечноэлементной модели осуществлялось статическими усилиями, полученными из динамической модели.

По результатам расчета конечноэлементной модели определены наиболее нагруженные зоны, находящиеся в местах крепления стоек к раме.

При этом действующие в несущих конструкциях рамы вагона-платформы напряжения не превышают допусковых нормативной документацией [1].

Динамическая нагруженность несущей конструкции рамы вагона-платформы в условиях эксплуатации оценивалась на основе разработанной твердотельной динамической модели ее движения в груженном состоянии.

Динамическая модель вагона-платформы представляет собой кузов со стойками и торцевыми стенами, представленный в виде абсолютно твердого тела с реальными инерциальными характеристиками (рис. 5).



*Рис. 5 – Динамическая модель движения вагона-платформы:*

*1 – кузов; 2 – подсистема «тележка модели 18-100»; 3 – твердотельные модели труб большого диаметра*

Кузов вагона связан контактными силовыми элементами с подсистемами, моделирующими взаимодействие тележек грузовых вагонов модели 18-100 с реальными неровностями пути [3]. Груз, представляющий собой трубы большого диаметра, моделируется абсолютно твердыми полыми цилиндрами с реальными геометрическими размерами и инерциальными характеристиками. Взаимодействие моделей труб с элементами кузова вагона-платформы и между собой моделируется аналогично динамической твердотельной расчетной схеме, описанной выше (рис. 1). При оценке динамической нагруженности рамы вагона-платформы рассматривалось движение по реальным неровностям пути на прямых участках пути, в кривых и стрелочных переводах в скоростном интервале 20 - 120 км/ч.

В результате моделирования движения вагона определены осциллограммы динамических усилий, действующих на несущие конструкции рамы вагона-платформы для рассматриваемых режимов эксплуатации.

На рис. 6 в качестве примера представлены осциллограммы усилий, действующих на нижнюю часть стоек от труб при движении вагона по прямому участку пути со скоростью 100 км/ч

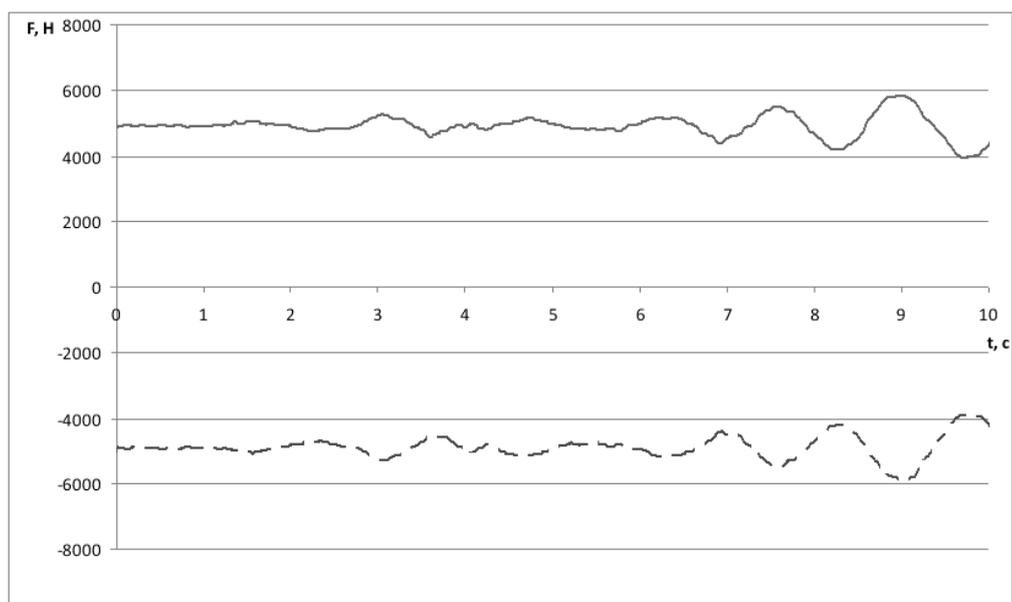


Рис. 6 – Осциллограмма усилий, действующих на нижнюю часть стоек от труб при движении вагона по прямому участку пути со скоростью 100 км/ч

Полученные динамические усилия в виде функции времени прикладывались к детализированной пластинчатой конечноэлементной модели рамы вагона платформы (рис. 4).

Расчет напряжений в несущей конструкции рамы платформы от действия динамических нагрузок производился методом непосредственного интегрирования уравнений узловых перемещений, реализованного в используемом программном комплексе Femap 10.0.

В результате динамических расчетов определены временные зависимости изменения напряжений в несущей конструкции рамы вагона-платформы от действия динамических нагрузок, полученных из твердотельной модели движения (рис. 5).

В дальнейшем полученные осциллограммы изменения напряжений во времени могут служить основой для выполнения анализа усталостной долговечности несущей конструкции рамы вагона-платформы для перевозки труб большого диаметра.

### Список литературы

1. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ – ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.
2. «Универсальный механизм». Руководство пользователя. Брянск, 2008. – 231 с.
3. Антипин Д.Я. Обоснование проекта модернизации тележки грузовых вагонов модели 18 – 100/ Будущее машиностроение России: сб. тр. Всерос. конф. молодых ученых и специалистов. – М. : МГТУ имени Н.Э. Баумана, 2009. - С. 172-173

# АВТОНОМНАЯ СИСТЕМА ЭЛЕКТРОПИТАНИЯ РОБОТОТЕХНИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВОЗДУШНО-АЛЮМИНИЕВЫХ ХИМИЧЕСКИХ ИСТОЧНИКОВ ТОКА

## *INDEPENDENT POWER SUPPLY SYSTEM FOR ROBOTIC WORK CELLS WITH THE USE OF AIR-ALUMINUM ELECTROCHEMICAL POWER SOURCES*

**Л.Л. Кравченко** – к.т.н., доцент. **К.В. Пушкин** – студент 5-го курса.  
**С.Д. Севрук** – к.т.н., доцент, **А.А. Фармаковская** – к.х.н., доцент  
Московский авиационный институт  
(государственный технический университет)

**Abstract.** Today one of the main problems of the independent robotic work cells is their operation time which depends directly on the energy indicators of the power unit used.

The power sources most frequently used for the independent robotic work cells (RWC), particularly for small remotely manned aircrafts, are electric batteries (EB) with high specific capacity. However such batteries have low energy densities that provide short operation time of the power unit (PU) and of small electric aircrafts respectively.

There has been created a test model of a combined engine power unit (CEPU) which consists of air aluminium (AA) mechanically rechargeable electrochemical cell (EC), lithium-pol (LP) EB to release peak loads, charge-discharge device, and device matching current sources and ac electronic motor characteristics.

The application of the developed CEPU allows to increase the vehicle independence and operation time due to the increase of the PU specific energy indicators and improvement of the electric motor – PU system characteristics.

Our PU based on AA EC helps to increase small electric aircraft flight time 3-5 times against LP EB used today. Moreover such PU has lower prime and operating costs.

На сегодняшний день одной из главных проблем для автономных робототехнических комплексов (РТК) является продолжительность работы, которая напрямую зависит от энергетических показателей используемой энергоустановки (ЭУ).

Для электропитания автономных РТК, в частности для малоразмерных дистанционно пилотируемых летательных аппаратов (МДПЛА) – электролётов - чаще всего используются аккумуляторные батареи (АБ) с

высокими удельными мощностями. Однако такие АБ имеют низкие удельные энергии, что и обуславливает малую продолжительность работы ЭУ и, соответственно, электrolёта.

Нами была разработана гибридная ЭУ, способная обеспечить продолжительность активного полёта электrolёта до 60 минут и удовлетворяющая следующим требованиям (при полётной массе аппарата до 5 кг):

- масса не более 1200 г;
- мощность номинальная не менее 200 Вт;
- мощность максимальная 500 Вт (2х20сек);
- напряжение на выводах не более 28,8 В;
- электроёмкость номинальная на одном комплекте анодов не менее 18 А·ч;
- удельная энергия не менее 200 Вт·ч/кг (180 Вт·ч/дм<sup>3</sup>).

В электrolёте потребителями энергии являются: тяговый электродвигатель (основной потребитель), система управления и целевая нагрузка. Назначение источника тока в этом случае - это эффективное обеспечение аппарата электроэнергией. Из анализа назначения электrolёта вытекают критерии качества источника тока: малые масса и объём, большой ресурс и высокая надёжность работы, простота обслуживания, невысокая стоимость создания и эксплуатации.

Одним из перспективных источников энергии для электrolёта являются воздушно-алюминиевые химические источники тока (ВА ХИТ) [1-3].

ЭУ на основе ВА ХИТ состоит из одной или нескольких батарей элементов, возможно, со вспомогательными системами, обеспечивающими их работу, и системы управления. В соответствии с циклограммой энергопотребления, заданной техническим заданием, от ЭУ электrolёта требуется широкий диапазон изменения мощности:  $N_{\max}/N_{\min} = 2,5-3$ , а напряжение, подаваемое потребителям, должно находиться в некотором довольно узком диапазоне. Известно [1-3], что для таких условий в состав ЭУ целесообразно включать буферные АБ, то есть применять гибридную схему.

Батареи ВА электрохимической системы обеспечивают крейсерский режим (среднюю мощность) и, возможно, подзаряд АБ, которая снимает пики мощности. Известно, что при некоторых циклограммах работы переход от обычной схемы к гибридной даёт выигрыш в массе и повышение надёжности ЭУ [1]. Принципиальная схема такой установки показана на рисунке 1а.

К сожалению, обычно АБ не может заряжаться произвольным образом, а существуют обязательные требования по режимам заряда (величина тока и напряжения заряда), которые гарантируют безопасность, качественную работу и достаточный ресурс. Именно это часто является критичным. Для устранения этих проблем приходится усложнять схему ЭУ, предусматривая

дополнительные системы, как это показано на рисунке 1б. Всё это увеличивает массу ЭУ, но позволяет эффективно использовать АБ.

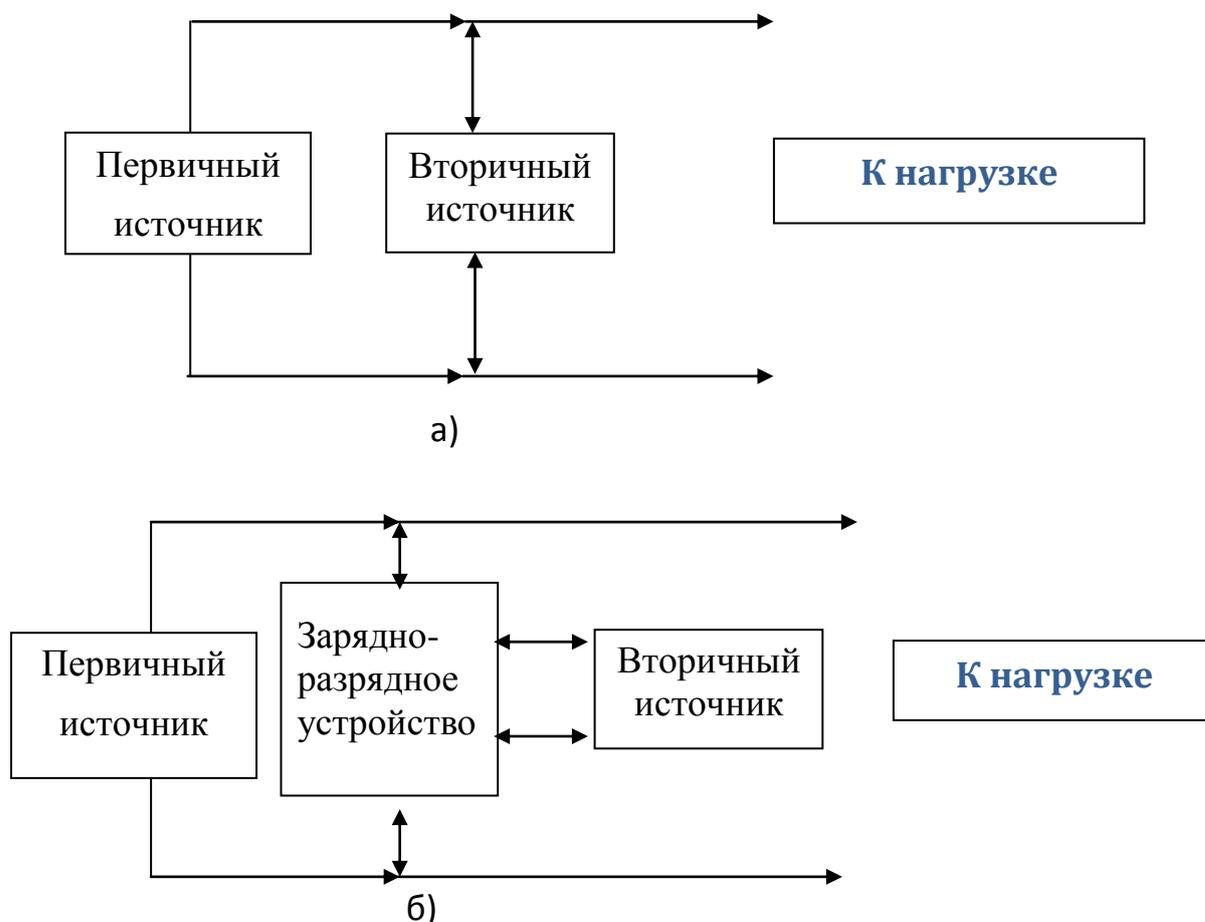


Рис. 1 – Принципиальная блок-схема энергоустановки с буферными аккумуляторами: а) – ограничения на условия заряда аккумуляторов отсутствуют; б) – есть ограничения по условиям заряда

Разработанный гибридный источник тока представляет собой комбинацию первичного и вторичного ХИТ. Такая комбинация позволяет значительно улучшить его вольтамперную и разрядную характеристики.

Экспериментальный образец выполнен из двух ВА батарей и электрически соединенной с ними параллельно батареи литий полимерных (ЛП) аккумуляторов, являющейся вторичным источником.

Полная структурная схема комбинированной двигательной энергетической установки (КДЭУ) МДПЛА приведена на рисунке 2. Для привода воздушного винта 1 используется бесколлекторный электродвигатель 2, питание которого осуществляется от электрохимической ЭУ, состоящей из батареи ВА ХИТ 8 и ЛП АБ 9.

Питанием электродвигателя 2 управляет контроллер 3 по сигналу системы управления МДПЛА 4, которая либо связана по радиоканалу 5, 10 с наземным пультом управления 11, либо получает сигнал от бортового компьютера МДПЛА в соответствии с предварительно загруженным полётным заданием.

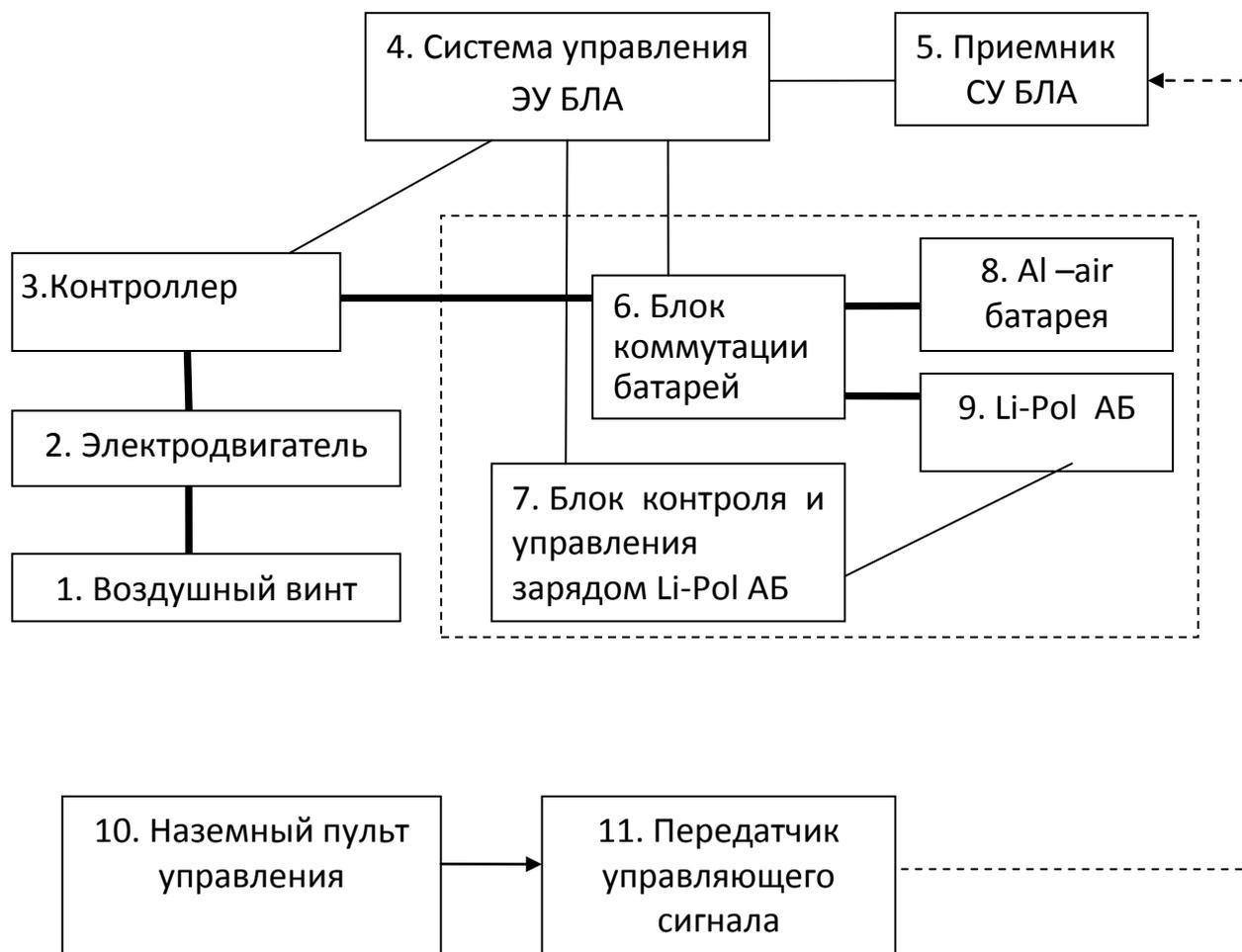


Рис. 2 – Структурная схема энергосиловой установки БЛА

Основным источником электрической энергии, обеспечивающим всю энергоёмкость программы полёта, для МДПЛА служит ВА батарея, обеспечивающая длительность полета в крейсерском режиме более часа. Для обеспечения работы силовой установки электролёта в режиме максимальных нагрузок при взлёте и наборе высоты используется аккумуляторная батарея 9. Выбор в качестве буферной АБ ЛП батареи обусловлен способностью современных ЛП аккумуляторов обеспечивать в несколько раз более высокие удельные мощностные характеристики по сравнению с традиционно используемыми в летательных аппаратах никель–кадмиевыми АБ.

Батареи соединяются между собой и с силовой цепью контроллера электродвигателя посредством блока коммутации 6.

Контроль состояния и подзаряд ЛП АБ 9 от ВА ХИТ 8 в полёте осуществляется с помощью блока контроля и управления зарядом 7 при наличии избыточной мощности основной батареи.

Данная схема КДЭУ может быть использована и для других типов РТК различного назначения. Применение разработанной гибридной ЭУ позволяет увеличить автономность и продолжительность функционирования РТК за счёт повышенных удельных энергетических показателей ЭУ и оптимизации параметров системы электродвигатель - ЭУ.

Разработанная нами ЭУ на основе ВА ХИТ позволяет увеличить полётное время электролёта в 3-5 раз по сравнению с используемыми в настоящее время ЭУ на основе ЛП или литий-ионных АБ. Кроме того, такая ЭУ имеет меньшую цену и стоимость эксплуатации.

### **Список литературы**

1. Клочкова Л.Л., Севрук С.Д. Электрохимические генераторы для энергоустановок со сложным графиком энергопотребления. - В кн.: Рабочие процессы в энергетических и двигательных установках. Тем. сб. научн. тр. ин-та. Вып. 320. М.: МАИ, 1975, с. 17–22.

2. Беликов С.К., Севрук С.Д. Энергоустановка для малоразмерного "электролёта". Тр. ЦИАМ. М.: 1990. - с. 227-235.

3. Алашкин В.М., Муравьев А.В., Туманов Б.И., Севрук С.Д., Удальцов В.Г. Комбинированная энергосиловая установка на основе воздушно-алюминиевых химических источников тока для беспилотных летательных аппаратов. // Авиация и космонавтика-2006. 5-я междун. конф., тез. докл., Москва, 23-26 октября 2006 г. – М.: изд-во МАИ, 2006. - с. 360.

# РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШИН ОТ ДЕЙСТВИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

## *PNEUMATIC TIRES STRAIN-STRESS STATE DEFINITION COMPUTATIONAL-EXPERIMENTAL METHOD UNDER MECHANICAL LOADINGS*

С.Л. Соколов<sup>1</sup> – вед. спец., к.т.н., Б.Н. Ушаков<sup>2</sup> – д.т.н., проф.

<sup>1</sup> Холдинговая компания «ЛЮЙЛ НЕФТЕХИМ», проектный центр «СПЕКТР»

<sup>2</sup> Институт машиноведения им. А.А.Благонравова РАН

**Abstract.** The research is devoted to calculation of the internal areas of multilayered composite goods (pneumatic tires) stress-strain state (SSS) with a finite element method application. It is shown that modeling ways of rubber-cord tire structures (by means of the rod, membrane or volume isotropic elements modeling separately the threads of a cord and a rubber matrix) take an influence on the calculation results. Therefore it is necessary to compare the results of calculations with experimental data. As an experimental method of stress definition in the tire internal areas the photoelastic method is used. The pneumatic tires SSS computational-experimental method is offered. The method is intended for choice a mode of multilayered simulation of pneumatic tire's structure on the basis of comparison with experimental data on reference tires. The difference of calculation results under the given method from experimental data doesn't exceed 20 %.

Пневматические шины являются сложным и важным элементом конструкции транспортных средств (автомобилей, тракторов, самолетов и т.п.). Шины обеспечивают основные эксплуатационные характеристики автомобилей: надежность и долговечность, устойчивость и управляемость, комфортабельность, скоростные и тормозные свойства. Ежегодно в мире выпускается более миллиарда шин, в том числе в России до 40 млн. шин.

В эксплуатации шины подвергаются различным видам воздействий, основные из них - это нормальная нагрузка на шину (свыше 100 т для сверхкрупногабаритных шин) и скорость (свыше 300 км/ч). Комбинация этих нагрузок может привести к преждевременному выходу шин из эксплуатации.

Анализ результатов эксплуатационных испытаний шин показывает, что значительное число пневматических шин выходит из строя в результате усталостных разрушений (до 20%) с ресурсом 75-96% от среднего ресурса шин в эксплуатации, т.е. усталостные разрушения снижают расчетный ресурс

шин по износу [1]. С усталостными разрушениями необходимо бороться и уметь прогнозировать.

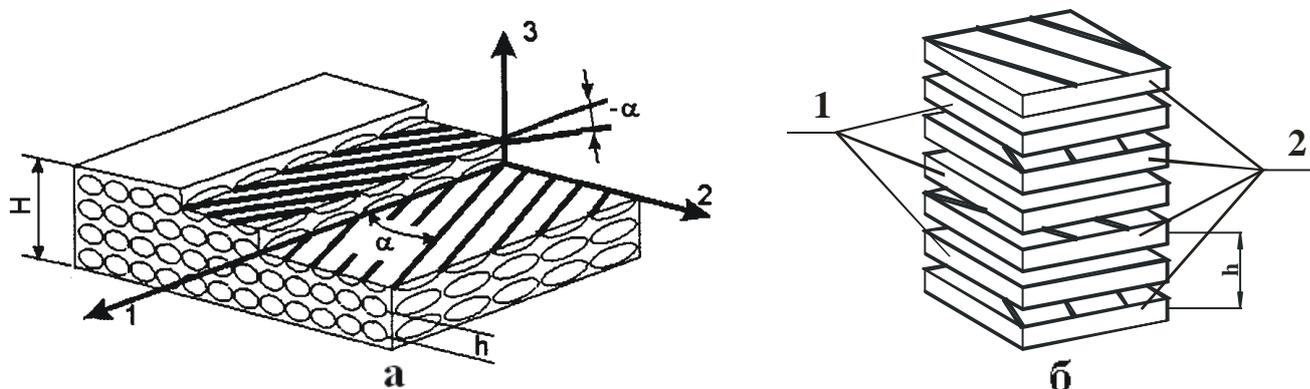
Шина представляет собой предварительно напряженную композитную (резинокордную) конструкцию, состоящую из резинокордных слоев, образующих силовой каркас, и резиновых деталей различной жесткости [2]. При эксплуатации точки профиля шины испытывают большие перемещения, происходят большие изменения кривизны ее поверхности, связанные с прогибом от нагрузки и посадкой на обод, и значительные деформации внутренней структуры (около 50%). Прогиб шины может превосходить 20% от высоты профиля. Перемещения точек профиля существенно больше толщины шины. Эти особенности должны учитываться при исследовании напряженно-деформированного состояния (НДС) шины.

Механика пневматических шин, развитая в трудах В. Л. Бидермана, Б. Л. Бухина, О. Б. Третьякова, Э. И. Григолюка, Г. М. Куликова, О. Н. Мухина, А. Е. Белкина, Э. Н. Кваши и других отечественных и зарубежных авторов, сформировалась в отдельный раздел механики деформируемого твердого тела [3]. Проблема разработки методов расчета, предназначенных для определения НДС многослойных композитных оболочек вращения с приложением к шинам, имеющим ярко выраженную неоднородность физико-механических свойств на макроскопическом уровне, еще не является окончательно решенной. Для исследования НДС внутренних областей шины, где возникают очаги усталостного разрушения, применяются расчетные [4] и экспериментальные [5] методы. Наиболее подробно внутреннюю структуру шины возможно смоделировать на основе расчетов методом конечных элементов (МКЭ). Этот метод позволяет моделировать структуру шины без существенного огрубления и решать задачи определения НДС в геометрически и физически нелинейной постановке, с учетом взаимодействия с закраиной и полкой обода и трения в контакте с дорогой.

Расчетные исследования показывают [2], что при моделировании НДС пневматических шин с применением МКЭ существенное влияние на результаты расчетов оказывают способы моделирования резинокордной многослойной структуры шины и степень ее детализации. Поэтому результаты расчетов необходимо контролировать с помощью экспериментальных методов. Для уменьшения расхождения результатов расчетов от экспериментальных данных в работе разработан расчетно-экспериментальный метод, повышающий эффективность расчетных и экспериментальных методов, применяемых по отдельности.

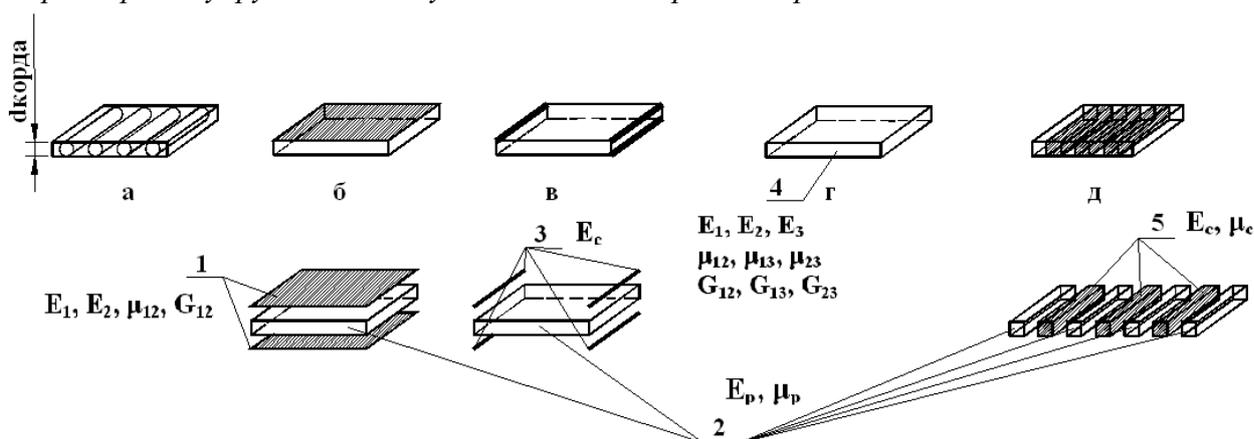
В работе многослойная структура пневматической шины моделируется системой трехмерных конечных элементов (КЭ), моделирующих каждый резинокордный слой и резиновые детали (рисунок 1). Такая расчетная схема позволяет учесть реальную толщину и изгибную жесткость кордных слоев, а также истинную толщину резиновых деталей между слоями корда.

Моделирование самого резинокордного слоя в работе осуществлялось различными способами (рисунок 2). Наиболее распространенным способом моделирования резинокордного слоя является сочетание мембранных и объемных изотропных КЭ (рисунок 2б) или сочетание стержневых и объемных изотропных КЭ (рисунок 2в).



а - конструкция многослойного резинокордного композита, б - моделирование резиновых деталей объемными изотропными КЭ (1) и резино-кордных слоев объемными ортотропными КЭ (2)

Рис. 1 – Моделирование многослойной резинокордной структуры шины в виде трехмерного упругого тела с учетом каждого резинокордного слоя как отдельного КЭ.

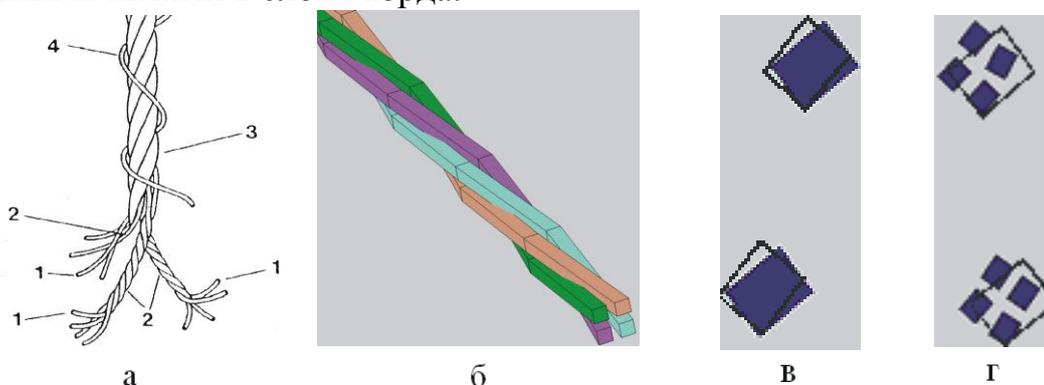


а - резинокордный слой, б - сочетание мембранных ортотропных (1) и объемного изотропного КЭ (2); в - сочетание стержневых (3) и объемных изотропных КЭ (2), г - объемный ортотропный КЭ (4), д - сочетание объемных изотропных КЭ различной жесткости (2, 5)

Рис. 2 – Способы моделирования резинокордного слоя шины различными типами КЭ

Стержневые и мембранные КЭ моделируют нити каркаса или брекера, объемные изотропные КЭ – резиновую матрицу. При таком способе моделирования нитей корда принимается во внимание их толщина, но не учитывается жесткость на изгиб. Для учета жесткости нитей корда на изгиб возможно моделирование резинокордного слоя объемным КЭ с ортотропными характеристиками (рисунок 2г). В этом случае затруднительно определить НДС резиновой матрицы между нитями корда в слое. Поэтому в

работе принят способ моделирования резинокордного слоя, отдельно учитывающий нити корда, отдельно – резиновую матрицу сочетанием объемных изотропных КЭ различной жесткости (рисунок 2д). Такая расчетная схема позволяет определять НДС резиновой матрицы между отдельными нитями в слоях корда.



а – структура нити металлокорда (1 – отдельная проволочка (филамент); 2 – пучок филаментов (стренга); 3 – кордная нить; 4 – повивочная нить) б – схема моделирования нити металлокорда; в – поворот сечения сплошной нити при деформации шины; г – поворот сечения составной нити при деформации шины

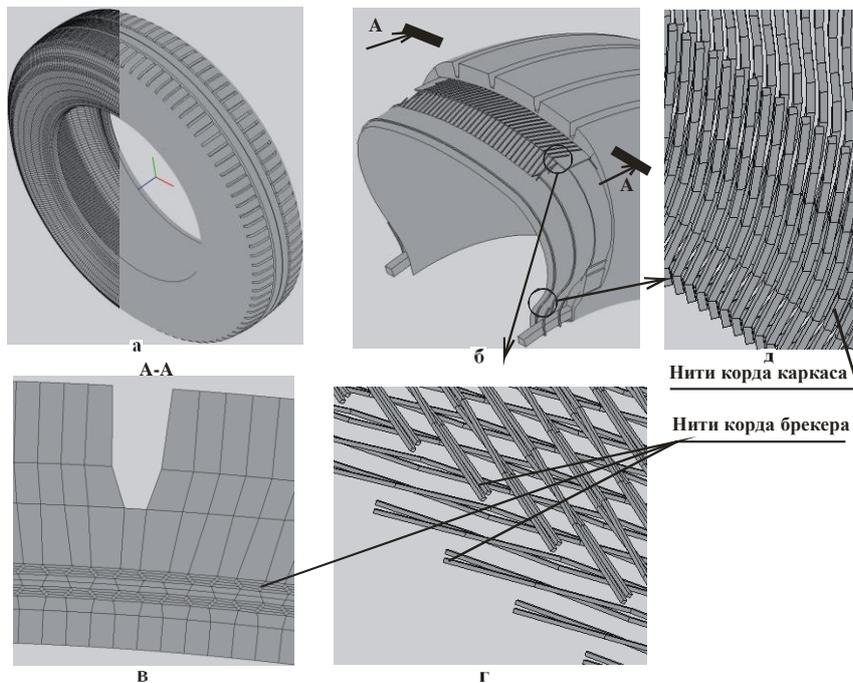
*Рис. 3 – Схема моделирования нити металлокорда*

Кордная нить также представляет собой сложную конструкцию из отдельных волокон (филаментов) или проволочек, скрученных в пряди (стренги), которые свиваются в единый жгут (рисунок 3).

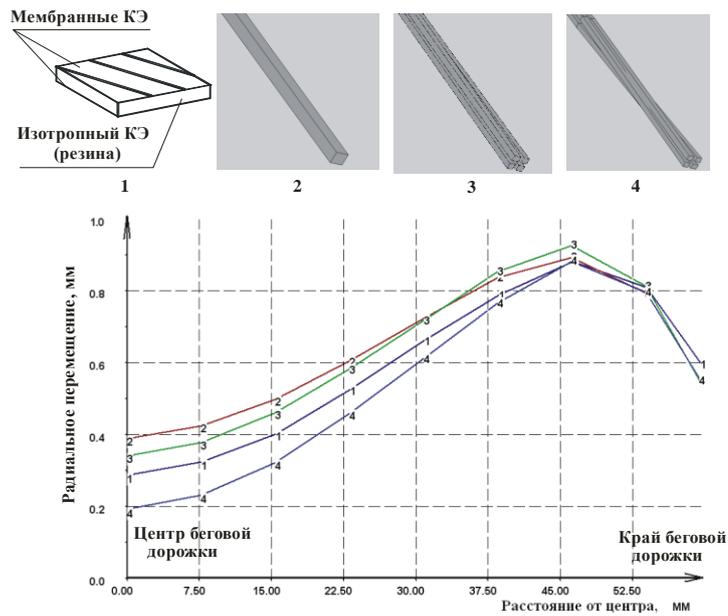
Изгибная жесткость крученой нити, свитой из отдельных ниточек (филаментов), отличается от жесткости сплошного цилиндра с диаметром, равным диаметру корда. При растяжении крученой нити возможен поворот сечений вокруг своей оси (рисунок 3в, г), что сказывается на величине межслойных деформаций. Поэтому для расчета концентрации напряжений в зоне окончания кордных слоев необходимо учитывать структуру кордных нитей и меру их скрученности (крутку). Расчетная схема моделирования шины с помощью МКЭ показана на рисунке 4.

Способы моделирования резинокордных слоев шины влияют на расчетные характеристики шины: перемещения точек профиля шины при действии внутреннего давления (рисунок 5) и распределение деформаций по толщине профиля шины (рисунок 6).

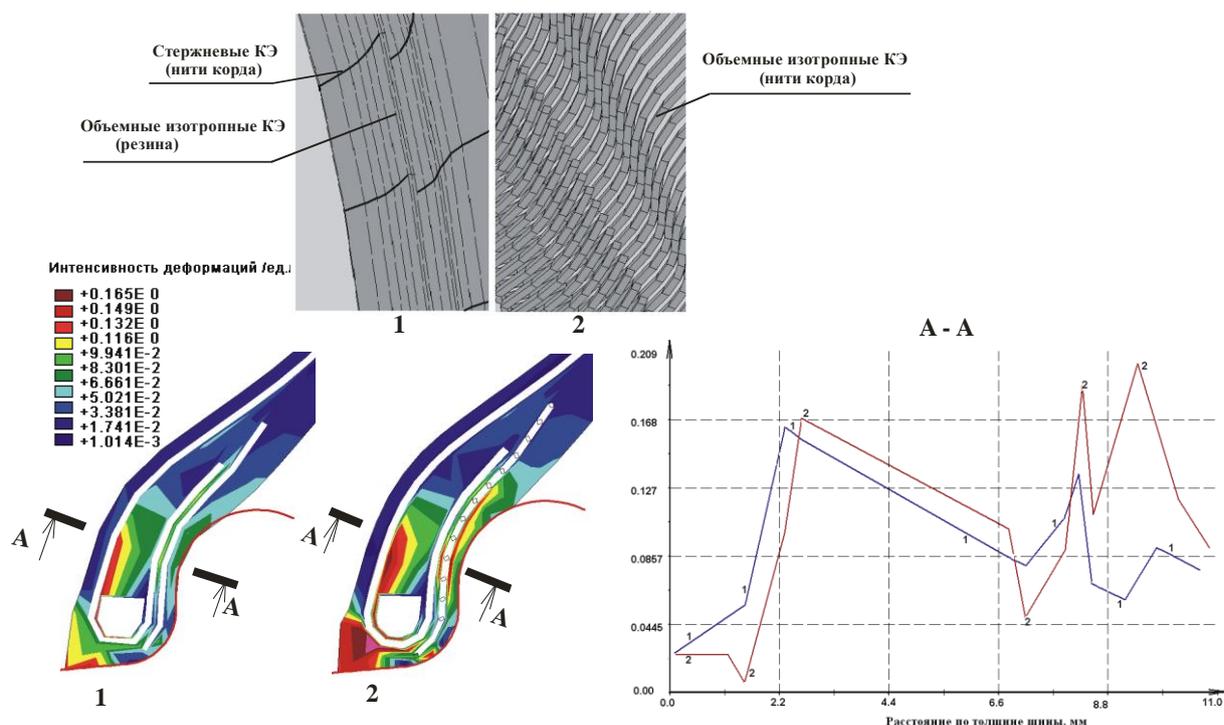
Для выбора рациональной схемы моделирования внутренней структуры шины необходимо сравнение результатов расчета с экспериментальными данными. Для исследования деформаций внутренних областей шины использован поляризационно-оптический метод, разработанный Ушаковым Б. Н. Тартаковым Е.И. [6]. При определении напряжений методом вклеек, в исследуемых зонах резиновых элементов шины прорезают полости с плоскими стенками, в которые заливают жидкую композицию фотоупругого материала холодного отверждения. В процессе полимеризации жесткость материала холодного отверждения увеличивается.



а – трехмерная КЭ модель шины; б – моделирование основных деталей шины; в – моделирование внутренней структуры шины по ее толщине; г – моделирование нитей корда брекера; д – моделирование нитей корда каркаса  
 Рис. 4 – Моделирование конструкции шины с помощью МКЭ



1 – мембранные КЭ; 2 – объемные изотропные КЭ; 3 – составные объемные изотропные КЭ; 4 – составные объемные изотропные КЭ с учетом кручения  
 Рис. 5 – Влияние способов моделирования резинокордных слоев на радиальное перемещение профиля шины 175/70R13 модели И-Н251 при действии внутреннего давления 0,2 МПа



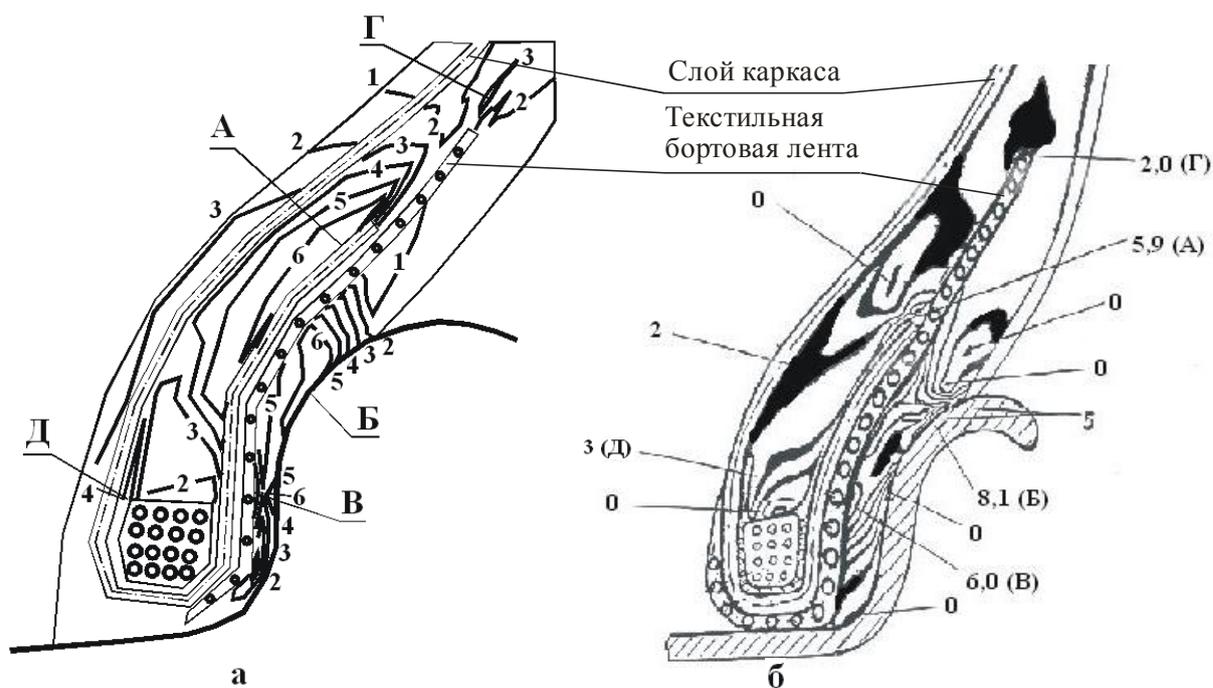
1 – стержневые и мембранные КЭ; 2 – объемные изотропные КЭ

Рис. 6 – Влияние способов моделирования резинокордных слоев на НДС надбортовой зоны шины 175/70R13 модели И-Н251 (нагрузка 3874 Н, внутреннее давление 0,2 МПа)

Когда жесткость материала клейки совпадает с жесткостью окружающей резины, шину монтируют на обод и нагружают внутренним давлением и нормальной нагрузкой. В оптически активном материале уровень напряжений сохраняется. Результаты сравнения результатов расчета и экспериментальных данных по напряжениям  $\tau_{xz}$  в резиновой матрице внутренних областей шины 175/70R13 модели И-Н251 при действии внутреннего давления 0,2 МПа представлены на рисунке 7 (цифрами показаны порядки полос равных напряжений, цена полосы 0,06МПа).

Расчет позволяет определить зоны концентрации напряжений в надбортовой зоне шины (зоны А, Б, В, Г, Д на рисунке 7а), соответствующие картине экспериментальных данных (рисунок 7б).

Сущность расчетно-экспериментального метода состоит в выборе способов моделирования многослойной структуры пневматических шин, на основе сопоставления с экспериментальными данными по эталонным шинам. Пример использования расчетно-экспериментального метода приведен в таблице. В ней приведены данные по напряжениям  $\tau_{xz}$  в резиновой матрице внутренних областей шины 175/70R13 модели И-Н251 при действии внутреннего давления 0,2 МПа, полученные для различных способов моделирования резинокордных слоев. Курсивом в таблице выделены расчетные значения, наиболее близко соответствующие экспериментальным данным.



а – результаты расчета; б – экспериментальные данные  
 Рис. 7 – Сравнение результатов расчета и экспериментальных данных по величине касательных напряжений  $\tau_{xz}$

Таблица  
 Влияние способа моделирования резинокордных слоев на касательные напряжения  $\tau_{xz \max}$

Зона концентрации напряжений	$\tau_{xz \max}$ , МПа				
	Результаты расчета			Экспериментальные данные [7]	Отличие от экспериментальных данных, %
	Способ моделирования резинокордных слоев каркаса и текстильной бортовой ленты				
	Г*	П**	П***		
Кромка заворота каркаса (А)	0,23	0,26	0,40	0,35	14
Зона контакта с закраиной (Б)	0,38	0,39	0,41	0,50	18
Граница бортовой кордной ленты (В)	0,49	0,59	0,39	0,36	8
Кромка бортовой кордной ленты (Г)	0,11	0,10	0,12	0,15	20
Нижняя часть наполнительного шнура (Д)	0,40	0,28	0,24	0,20	20

#### Продолжение таблицы

\* - моделирование нитей каркаса сочетанием стержневых и объемных изотропных КЭ, текстильной бортовой ленты – сочетанием мембранных и объемных изотропных КЭ;

\*\* – моделирование нитей каркаса и текстильной бортовой ленты сочетанием объемных изотропных КЭ различной жесткости.

\*\*\* – моделирование нитей каркаса и текстильной бортовой ленты сочетанием объемных изотропных КЭ различной жесткости с учетом отдельных филаментов и кручения нити.

Наименьшее отличие от экспериментальных данных обеспечивает способ моделирования слоев каркаса и текстильной бортовой ленты в виде сочетания объемных изотропных элементов различной жесткости. При этом учитывается структура элементов из отдельных проволочек и кручение нитей.

Рассчитанные значения напряжений в зоне концентраций, полученные с помощью расчетно-экспериментального метода, отличаются от экспериментальных данных в пределах 20%.

#### Список литературы

1. Соколов С. Л., Ушаков Б. Н. Методы исследования напряженно-деформированного состояния резинокордных деталей машин // Вестник машиностроения №5, 2009, С. 29 – 33.

2. Соколов С. Л. Расчет напряженно-деформированного состояния пневматически шин методом конечных элементов // Проблемы машиностроения и надежности машин. №1, 2007, С. 57-62.

3. Бухин Б. Л. Введение в механику пневматических шин. – М.: Химия. – 1988. – 224 с.

4. Григолюк Э. И., Куликов Г. М. Многослойные армированные оболочки. Расчет пневматических шин. - М.: Машиностроение. - 1988. – 288 с.

5. Ушаков Б. Н., Тартаковер Е. И. Методы экспериментальной механики при анализе напряжений в шинах // Материалы 7 симп. «Проблемы шин и резинокордных композитов». - М.: НИИШП. – 1996. - С. 230 - 236.

6. Ушаков Б.Н., Тартаковер Е.И.. Анализ напряженно-деформированного состояния натуральных пневматических шин с применением фотоупругости // Проблемы машиностроения и надежности машин. №4, 2005, С. 33-37.

7. Отчет по теме 1-89 «Разработка оптически-чувствительных материалов холодного отверждения для моделирования резин разной жесткости» – М.: ИМАШ АН СССР, НИИШП – 1989. – 31 с.

# К ВОПРОСУ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АМОРФНЫХ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ЛЕНТ В СОСТАВЕ МНОГОСЛОЙНЫХ ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЛЯ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

## *ON THE QUESTION OF AMORPHOUS METAL TAPES USE IN SMART MATERIALS CONSISTED OF MULTILAYER PIEZOELECTRIC ELEMENTS*

**Ю.В. Столянков** – с.н.с., к.т.н., **И.Н. Гуляев** – нач. сектора,  
**Д.В. Сиваков** – нач. сектора  
ФГУП «Всероссийский научно-исследовательский институт авиационных  
материалов» ВИАМ, ГНЦ РФ

**Abstract.** The article deals with the matter of thin amorphous metal beams durability in composite smart materials included final control element (actuators). To the advantages of metal amorphous materials should be named is their structural and chemical homogeneity and their resistance to repeated bend and corrosion. The multilayer piezoelectric elements are suggested consisted of thin amorphous metal beams with lead zirconium-titanate ferroelectric cells. Phase change processes in nickel-based amorphous alloy (VPr51) by means of DSC and TMA methods are studied. It is determined that nickel-based amorphous alloy (VPr51) keeps its structural homogeneity and its durability in the titanate-zirconium ferroelectric piezoelectric materials working temperature range up to 380°C.

В статье рассматривается вопрос использования аморфных металлических лент в составе функциональных элементов (актюаторов) для интеллектуальных материалов. Отличительной особенностью аморфных металлических материалов является их структурно-химическая однородность, высокая пластичность, стойкость к многократному изгибу и высокая коррозионная стойкость. Предложено использовать аморфные металлические материалы в виде лент в сочетании с сегнетоэлектрической керамикой (титанат-цирконат свинца) при создании многослойных пьезоэлектрических элементов. Исследованы процессы фазовых превращений в аморфном металлическом материале на основе никеля марки ВПр51 типа металл-металлоид методами дифференциально-сканирующей калориметрии и термомеханического анализа. Установлено, что данный сплав в аморфном состоянии сохраняет аморфную «структуру» и работоспособность в температурном диапазоне, свойственном для эксплуатации пьезоэлектрических материалов на основе титаната-цирконата свинца вплоть до 380°C.

Одним из направлений современного материаловедения является создание интеллектуальных композиционных материалов. Интеллектуальные композиционные материалы – это материалы, способные контролировать свое состояние при эксплуатации и активно реагировать на внешнее воздействие путем изменения своих свойств, геометрических параметров, формы и т.д. Такие материалы должны адаптироваться к сложной или критической ситуации с целью сохранения работоспособности конструкции и сведения к минимуму отрицательных последствий внешнего воздействия. Способность интеллектуальных материалов к самоконтролю и адаптации обеспечивается интегрированными в их структуру функциональными или исполнительными элементами: сенсорами и актюаторами.

В качестве актюаторов могут быть использованы пьезоэлектрики, магнитострикционные сплавы, сплавы с памятью формы, электрореологические и магнитные жидкости, бифункциональные сополимеры и другие материалы, свойства которых можно изменять с помощью электрических сигналов и/или электромагнитных воздействий. Актюаторы, введенные в структуру интеллектуального материала, способны изменять его конструктивную жесткость или геометрию при определенных условиях, например, при воздействии электрического тока или электромагнитного поля. Это дает возможность гасить опасные вибрации, предотвращать потерю устойчивости конструкций, изменять акустические свойства, регулировать термическое расширение и предотвращать образование или рост трещин в изделиях.

Наибольшее распространение в качестве электромеханических актюаторов получили элементы, работающие на основе пьезоэффекта (преобразовании механической энергии в электрическую и обратно). Наличие прямого и обратного пьезоэффектов дает возможность использовать подобные элементы в качестве сенсоров и/или актюаторов для контроля и управления параметрами материалов или конструкций, выполненных из них.

Пьезоэлектрические материалы на основе сегнетоэлектрической керамики получили наибольшее распространение для создания пьезоэлектриков благодаря своей низкой стоимости и возможности их получения в виде различных форм: пленок, пластин, волокон и т.д. При этом среди сегнетоэлектрических керамик наибольшее применение нашла керамика на основе цирконата-титаната свинца (ЦТС), как обладающая наибольшими способностями трансформации энергий при минимальных собственных потерях.

В настоящее время актюаторы изготавливают в различном виде – жесткие и гибкие монолитные пьезопластины, МФС (композиционные, армированные микроволокном) актюаторы, в т.ч. многослойные композиционные.

Упомянутые выше многослойные пьезоэлектрические элементы имеют ряд недостатков, которые ограничивают их использование в качестве

актюаторов в составе интеллектуальных материалов. Это, прежде всего, высокая хрупкость и обусловленная ею низкая конструкционная прочность керамических пластин, их низкая деформативность.

Кроме того, важной проблемой при введении актюаторов в состав композиционного материала является создание контактной группы для подачи управляющего электрического сигнала на актюатор и обеспечивающей работоспособность микромеханического элемента.

При введении актюатора в структуру интеллектуального материала важно не допустить искривления армирующих волокон и снижения упруго-прочностных свойств композита. Поэтому необходимо минимизировать размеры актюатора и обеспечить высокую адгезионную прочность на границе раздела актюатора с основными компонентами композиционного материала. Также для получения максимального эффекта трансформаций и наибольшего перемещения (рабочего хода) актюаторов, актюаторный элемент, введенный в состав композита, должен быть анизотропным. Это может быть достигнуто за счет применения сложных композиционных актюаторов состоящих из слоев, волокон или пленок пьезокерамики совмещенных с полимерной матрицей. Кроме того, использование различных по химической природе материалов в составе композитов с различными значениями коэффициента температурного линейного расширения может приводить к возникновению высоких внутренних напряжений и дефектных областей (расслоений, трещин) в композиционном материале, как в процессе изготовления, так и при его эксплуатации.

Для решения этих задач предлагается использовать структурно анизотропные актюаторы, представляющие собой многослойные композиционные материалы третьего поколения с непрерывными армирующими элементами.

Основным требованием к таким конструкциям является возможность выполнения самодиагностики состояния с последующей самоадаптацией или «реакцией» на внешнее воздействие. Эффект самоадаптации достигается введением в состав материала конструкционных пластичных (стойких к многократному изгибу) элементов с высокими прочностными характеристиками и элементов, обладающих способностью изменяться в соответствии с характером внешнего воздействия. Одним из возможных вариантов конструктивного исполнения является использование в качестве непрерывных армирующих элементов тонкопленочных металлических материалов с аморфной «структурой».

Остановимся на некоторых особенностях таких материалов, позволяющих использовать их в составе многослойных конструкций.

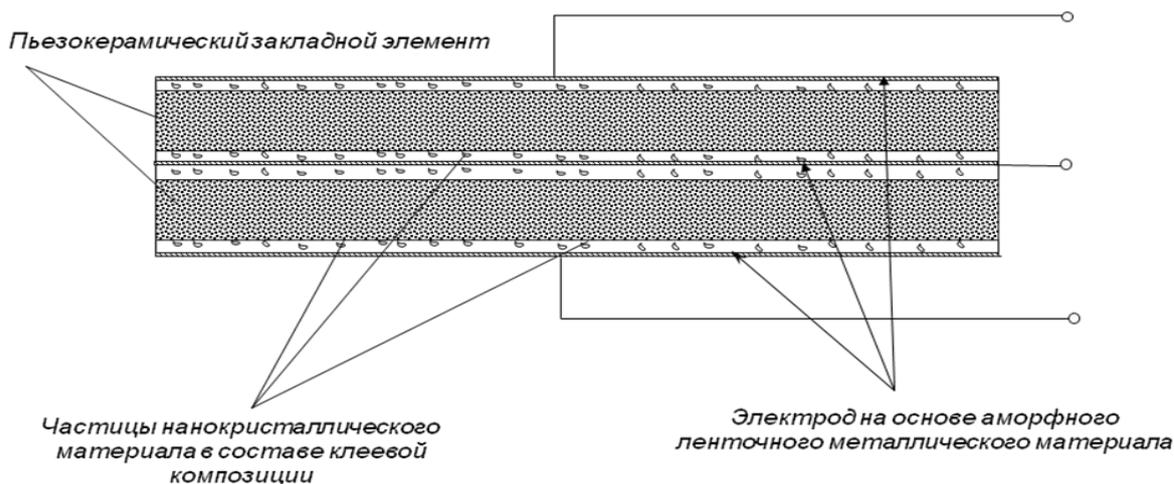


Рис. 1 – Структурный элемент пьезоэлектрического актюатора на основе аморфного металлического материала ВПр51

Аморфные металлические материалы сочетают в себе свойства присущие металлическим системам, со свойствами, характерными неметаллическим (в том числе аморфным) материалам. Получаемые методом сверхбыстрой закалки расплава, такие материалы сохраняют «структуру» перегретой жидкости, в которой отсутствует дальний порядок. Высокие прочностные характеристики быстро закаленных материалов системы «металл-металлоид» (марки ВПр51, например) – на уровне материалов с «бездефектной структурой» (предел прочности материалов систем на основе никеля находится на уровне 100 ГПа и твердость, достигающая 1000 НV) [Золотухин, 1986, с. 56] и позволяют использовать их в качестве армирующих элементов в составе композиционных материалов. При низких температурах (значительно ниже температуры стеклования) сплавы в стеклообразном состоянии обладают высокими пластическими свойствами [Ковнеристый, 1983, с. 49], что позволяет назвать такие материалы «пластичными стеклами».

Известно, что аморфная «структура» является термически нестабильной и при повышении температуры переходит в более термодинамически стабильное состояние. Фазовое превращение такого рода сопровождается кристаллизацией и проходит с выделением тепла, то есть с точки зрения теплофизических категорий является экзотермическим. Проведенные нами исследования методом дифференциальной сканирующей калориметрии показали, что с температуры стеклования в диапазоне 310-315°C начинают развиваться процессы кристаллизации, а при температурах 500-510°C интенсивность процесса настолько высока, что позволяет говорить о преобладании в структуре быстрозакаленного материала кристаллической фазы (рис. 2).

Возникает вопрос о работоспособности аморфных металлических материалов в составе многослойных конструкций, к числу которых и

относятся актюаторы, в условиях повышенных температур. Здесь следует сказать, что традиционные пьезокерамические исполнительные элементы выполнены на основе керамики из титаната-цирконата свинца (ЦТС-83, например), рабочий диапазон температур которых обычно не превышает 300°C, а температура точки Кюри составляет 360°C. В этой связи представляет несомненный интерес влияние температуры на основные механические свойства тонкопленочных аморфных металлических материалов.

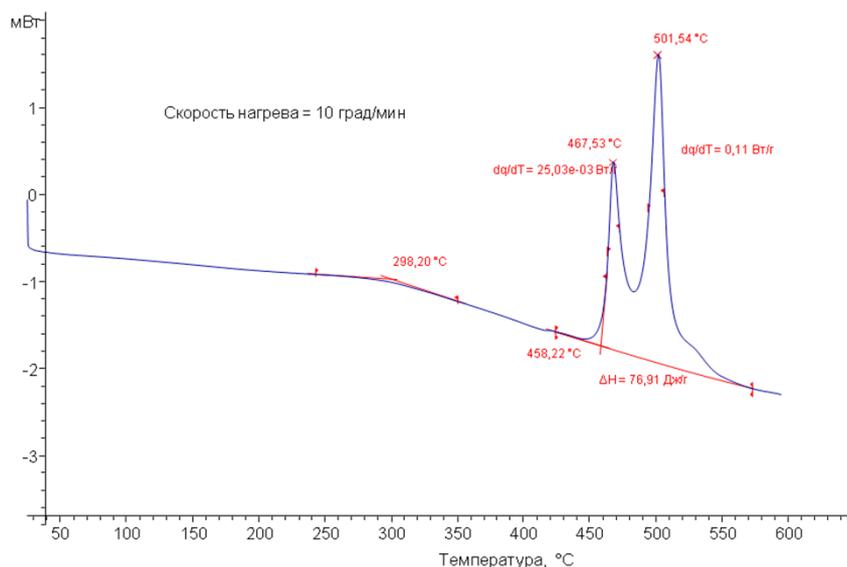


Рис. 2 – Диаграмма ДСК ленточного образца аморфного сплава ВПр51

Обратимся к рис. 3, где показана зависимость изменения упругопластических свойств образца быстрозакаленного материала марки ВПр51 на основе никеля системы металл-металлоид толщиной 80 мкм в условиях знакопеременной нагрузки величиной 1Н с частотой 20Гц от температуры, при скорости нагрева 10 С°/мин. Из диаграммы иллюстрирующей величину прогиба образца от температуры видно, что вплоть до температуры 256°C присутствует упругий характер деформации, тогда как начиная с температуры 450°C начинает накапливаться пластическая составляющая и при 500°C деформация материала носит чисто пластический характер. Об изменении характера деформации свидетельствует и изменение модуля упругости и тангенса угла механических потерь при деформации материала в процессе его нагрева.

Из сказанного выше следует, что для аморфного металлического материала марки ВПр51 критической температурой, при которой процессы фазового превращения, связанные с необратимыми структурными изменениями кристаллизации, начинают стремительно развиваться, является температура на 120-150°C превышающая верхнюю границу рабочего диапазона температур пьезокерамических материалов на основе цирконата-титаната свинца.

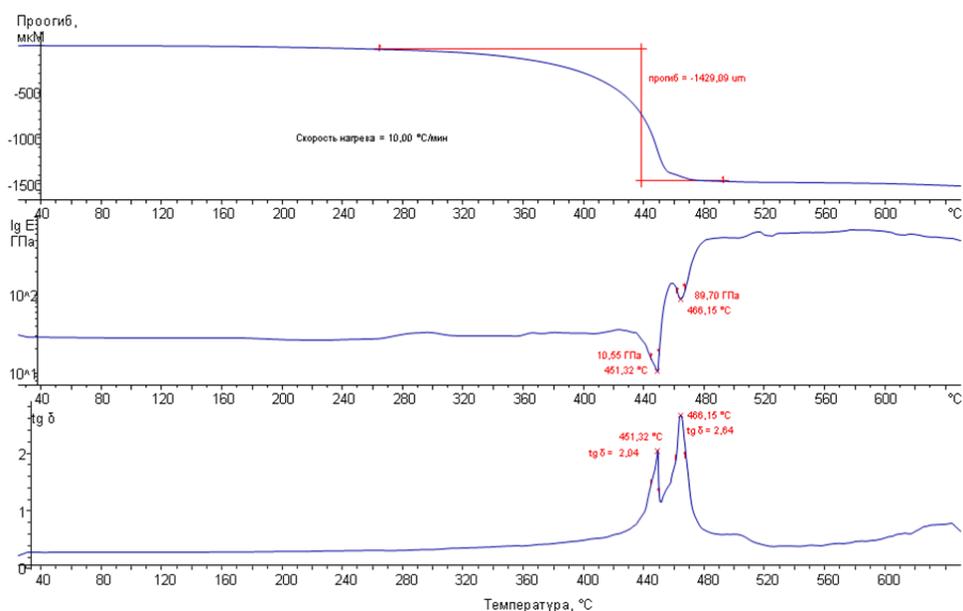


Рис. 3 – Диаграмма ТМА ленточного образца аморфного сплава марки ВПр51

Приведенные результаты наглядно доказывают возможность использования аморфного металлического материала системы металл-металлоид марки ВПр51 в виде тонких лент в составе многослойных пьезоэлектрических элементов для интеллектуальных материалов.

### Список литературы

1. Гуняев Г.М., Машинская Г.П., Железина Г.Ф., Гуляев И.Н., Соловьева Н.А., Шалин Р.Е. Сенсоры для интеллектуальных и самоадаптирующихся композитов // Научно-технический сборник «Авиационные материалы и технологии». Выпуск «Полимерные композиционные материалы». – М.: ВИАМ, 2002. – С. 45-49.
2. Золотухин И.В. Физические свойства аморфных металлических материалов - М.: Металлургия, 1986. – 176 с.
3. Ковнеристый Ю.К. и др. Физико-механические основы создания аморфных металлических сплавов. – М.: Наука, 1983. – 145 с.
4. Столянков Ю.В., Лукин В.И., Рыльников В.С., Щеглова Т.М., Алексагин В.М. Аморфные металлические ленточные материалы: оценка качества, оптимизация свойств и их применение в качестве припоев // В сб. тезисов Восьмого международного симпозиума «Авиационные технологии 21 века: достижения науки и новые идеи», 26–28 ноября 2003 г. – М.: ЦАГИ, 2003. - с. 100–101.
5. Столянков Ю.В. Быстрозакаленные жаропрочные металлические материалы // Тезисы докладов межотраслевой научно-технической конференции «Композиционные материалы в авиакосмическом материаловедении», 19 февраля 2009.- М.: ВИАМ,. 2009. – с.44.

# РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК 6-ТИ И 8-МИ СЕГМЕНТНЫХ ОСЕВЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

## *CALCULATION OF 6-LOBE AND 8-LOBE THRUST BEARING CHARACTERISTICS*

**М.Ю. Темис, А.П. Лазарев**  
ЦИАМ им. П.И. Баранова

**Abstract.** Thrust bearing model is developed for lubrication flow and integral bearing characteristics determination due to the sliding surfaces close up and shaft angular displacements. Thrust bearing model is based on the coupled solution of the incompressible lubrication flow problem between the sliding surfaces and problem of determination of bearing details and shaft deformations contribution to the gap thickness change under the action of the lubrication film pressure. Incompressible oil flow is described by the 2D Reynolds equation taken in the finite elements method formulation. Deformations of sliding surfaces are determined from coupled solution of hydrodynamic problem for oil and problems of three-dimensional deformation of shaft and bearing parts. In this paper the sliding surfaces deformations are calculated on the base of three-dimensional finite element models of bearing and shaft. Presented thrust bearing model provides bearing stiffness characteristics determination in the presence of axial and angular shaft displacements with sliding surfaces deformability taken into account for 6-lobe and 8-lobe bearings. Bearing stiffness characteristics are the base for the support with thrust bearing finite element formulation used in rotor dynamics model.

### **1. Введение**

Гидродинамические осевые подшипники скольжения применяются в качестве опор высокооборотных и тихоходных роторов стационарных газотурбинных установок и испытательных стендов и предназначены для компенсации осевой неуравновешенной силы, действующей на ротор. За счет нелинейных жесткостных и демпфирующих свойств гидродинамической смазки осевой подшипник скольжения может вносить существенные изменения в картину нелинейных колебаний ротора. Поэтому является актуальным расчет характеристик жесткости и демпфирования подшипника скольжения при различных взаимных положениях подшипника и пяты, который предвзает анализ статики и динамики ротора. Кроме того, требует оценки влияние деформации рабочих поверхностей на характеристики ротора, имеющее место при относительно большом сближении поверхностей скольжения. Для снижения трения и удерживания смазки в гидродинамических подшипниках скольжения применяются антифрикционные покрытия, обладающие малыми модулями упругости и

существенной толщиной. Для таких опор необходимо оценивать влияние деформаций рабочих поверхностей на характеристики ротора, так как для таких опор вклад деформаций рабочих поверхностей оказывается существенным даже при малых нагрузках на опору.

## 2. Модель осевого подшипника

Методика определения характеристик жесткости подшипника рассмотрена на примере осевых подшипников с шестью и восемью сегментами. Схема 6-ти сегментного подшипника представлена на рис. 1 ( $R_1$  и  $R_2$  – внутренний и внешний радиусы сегмента подшипника соответственно;  $\theta$  – образующий угол для сегмента;  $h_{\min}$  и  $h_{\max}$  – минимальная и максимальная толщины зазора соответственно;  $\gamma$  – угол поворота оси вала;  $\omega$  – скорость вращения вала;  $\xi$  – угловая координата линии поворота оси вала;  $\varphi$  – угловая координата). Параметры 6-ти сегментного подшипника:  $R_1 = 50$  мм,  $R_2 = 100$  мм,  $\theta = 57,30^\circ$ ,  $\omega = 2000$  об/мин; 8-ми сегментного:  $R_1 = 120$  мм,  $R_2 = 240$  мм,  $\theta = 42^\circ$ ,  $\omega = 3000$  об/мин. В качестве смазочной жидкости использовалось моторное масло с динамической вязкостью  $\eta = 0,02$  Па·с при рабочей температуре масла в подшипнике.

Начальная ширина зазора при  $\gamma = 0$  описывается формулой

$$h_{geom}(x, z) = h_{\min} + (h_{\max} - h_{\min}) \cdot \frac{r \sin \varphi}{R_2 \sin \theta} \quad (1)$$

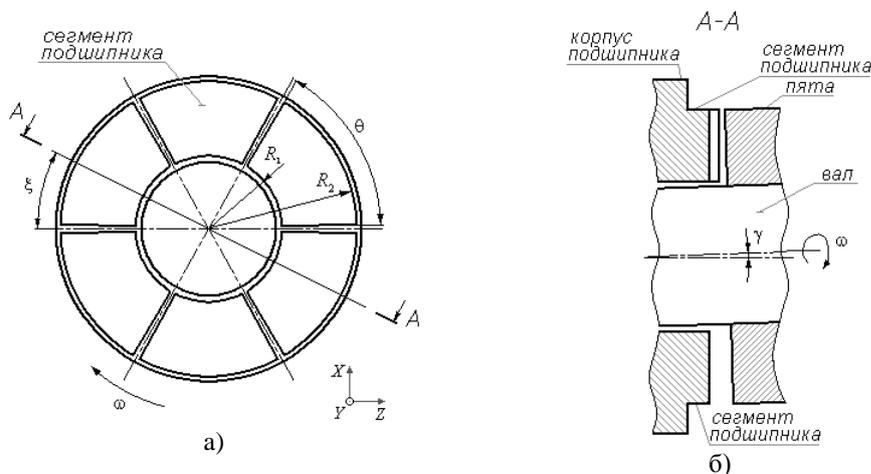


Рис. 1 – Конструкция 6-ти сегментного осевого подшипника скольжения:  
а – расположение колодок; б – поперечное сечение подшипника и колодки

Для расчета распределения давлений в подшипнике скольжения была разработана математическая модель течения несжимаемой смазки в подшипнике. С учетом пренебрежимо малых скоростей смазки вдоль оси вращения подшипника и ускорений смазки в плоскости вращения подшипника, а также массовых сил течение смазки в подшипнике моделируется двумерным уравнением Рейнольдса, описывающем течение смазки в канале с относительно малой толщиной, которое для смазочного

слоя в системе, связанной с геометрическим центром опоры подшипника (рис. 1а), записывается в виде

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta\omega \left( z \frac{\partial h}{\partial x} - x \frac{\partial h}{\partial z} \right), \quad (2)$$

где координатные оси  $x$  и  $z$  выбраны как показано на рис. 1а,  $\eta$  – динамическая вязкость смазки,  $p = p(x, z)$  – функция давления смазки,  $h = h(x, z)$  – функция толщины зазора для смазки, определяемая начальной формой и изменением взаимного расположения поверхностей скольжения –  $h_{geom}$ , а также деформациями поверхностей скольжения под действием гидродинамических давлений [1-3] –  $h_{def}$

$$h(x, z) = h_{geom} + h_{def}, \quad (3)$$

При расчете  $h(x, z)$  учитываются деформации поверхностей скольжения, вызванные давлением смазки  $p(x, z)$  в зазоре и взаимные смещения поверхностей скольжения в подшипнике, как абсолютно жестких.

Решение уравнения (2) осуществляется численно с применением метода конечных элементов. Уравнение (2) после процедуры конечно-элементной дискретизации [5] сводится к системе конечно-элементных уравнений

$$[K_f(h_{def})]\{p\} = \{Q_f(h_{def})\}, \quad (4)$$

где  $[K_f(h_{def})]$  – матрица системы для определения распределения давления,  $\{Q_f(h_{def})\}$  – вектор правой части, компоненты которых для подшипника с податливыми поверхностями скольжения зависят от распределения давления в подшипнике. Давление на границах области принимается равным атмосферному.

Верификация разработанной модели течения смазки была осуществлена при сравнении с трехмерной моделью смазочного слоя в программном комплексе STAR-CD. В результате расчетов, проведенных в STAR-CD на основе уравнений Навье-Стокса с использованием метода конечных объемов, были получены результаты, близкие к результатам расчетов по двумерной модели Рейнольдса [6].

Также для верификации разработанной модели подшипника использовались полученные экспериментальным путем значения давления для шестиколодочного осевого подшипника скольжения, представленные в [3]. В результате сравнения значений давления в определенной точке поверхности подшипника, была выявлена высокая степень совпадения разработанной математической модели и экспериментальных данных [6].

Для учета деформаций поверхностей скольжения подшипника под действием давления смазки при расчете течения смазки разработана объемная конечно-элементная модель подшипника и пяты с использованием

20-ти узловых конечных элементов, основанная на решении трехмерной задачи теории упругости, осуществленного при помощи метода конечных элементов. Задача определения деформаций подшипника решается с использованием одного из конечно-элементных пакетов.

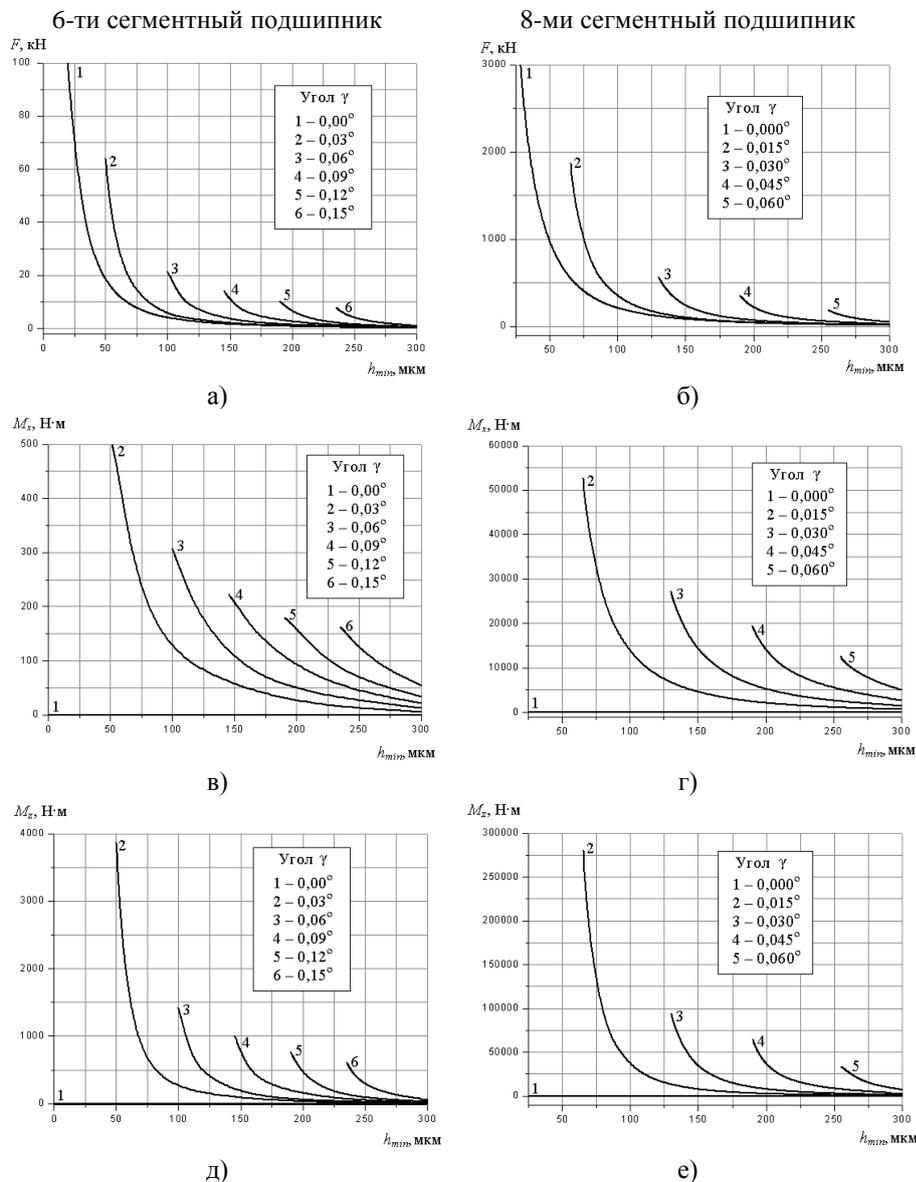


Рис. 2 – Зависимость подъемной силы (а, б) и составляющих момента подъемной силы (в, г) и (д, е) осевого 6-ти сегментного (а, в, д) и 8-ми сегментного (б, г, е) подшипника от минимальной ширины зазора

Расчет характеристик осевого подшипника с деформируемыми поверхностями скольжения осуществляется итерационно. На первом шаге рассчитывается распределение давления для абсолютно жестких поверхностей скольжения. Полученное распределение используется для расчета деформации рабочих поверхностей, а скорректированная в соответствии с вычисленной деформацией функция толщины зазора применяется в расчетах распределения давления. Итерационный процесс

прекращается, когда изменения подъемной силы и деформаций становятся меньше установленного допуска.

### 3. Расчет характеристик жесткости подшипника

При помощи разработанной модели осевого подшипника были осуществлены расчеты жесткостных характеристик подшипников с шестью и восемью сегментами при различных величинах угла поворота оси вала и сближения поверхностей скольжения. На рис. 2 представлены зависимости суммарной подъемной силы и момента подшипника относительно его центра от минимальной ширины зазора при  $\xi = 0$  (см. рис. 1).

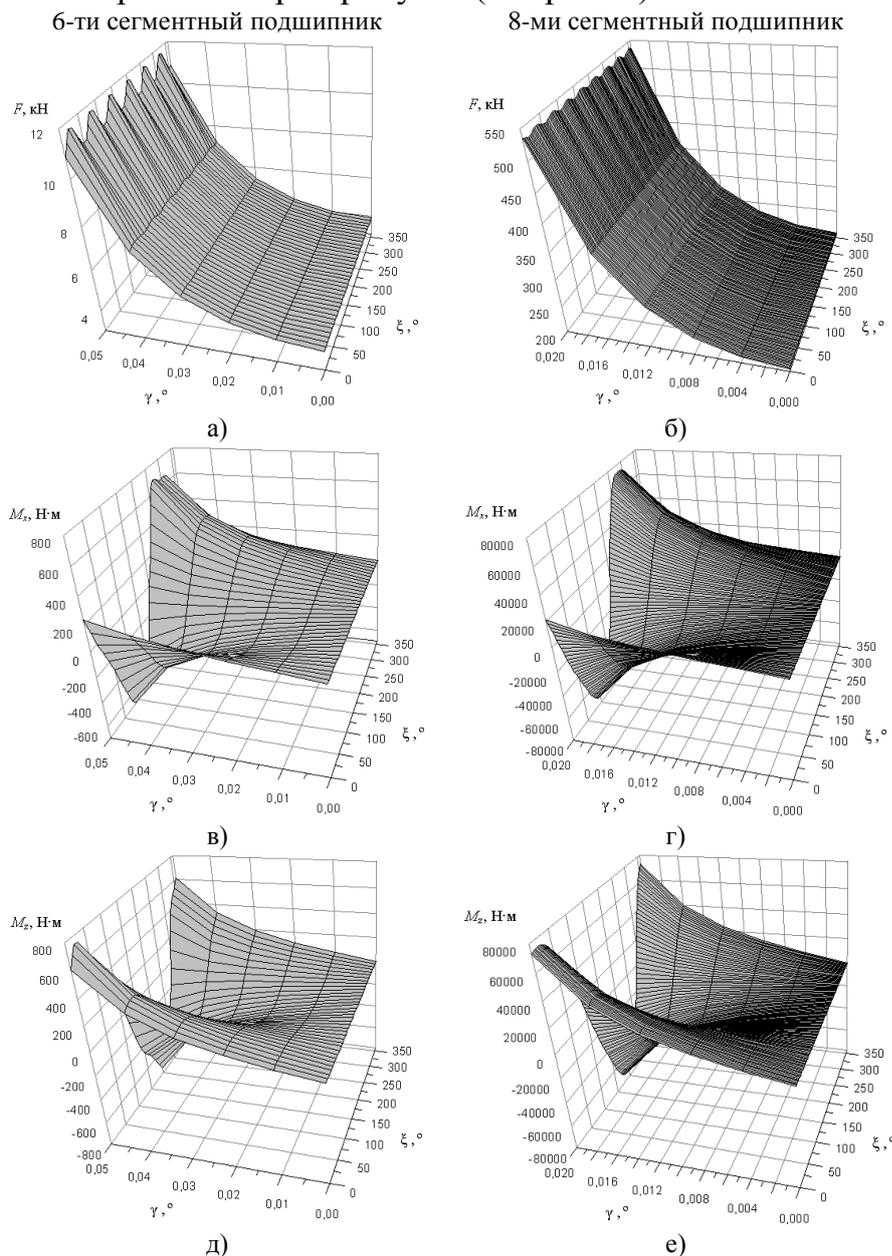


Рис. 3 – Зависимость подъемной силы (а, б) и составляющих момента подъемной силы (в, г) и (д, е) осевого 6-ти сегментного (а, в, д) и 8-ми сегментного (б, г, е) подшипника от расположения оси поворота вала и угла поворота вала

На рис. 3 представлены трехмерные графики зависимости подъемной

силы подшипника и его моментов от угла поворота  $\gamma$  оси вращения вала и расположения линии поворота оси вала, определяемого величиной угла  $\xi$ . Исходная минимальная ширина зазора предполагалась при этом равной 100 мкм.

На основе разработанного в статье алгоритма для подшипника с антифрикционным покрытием с малым модулем упругости была произведена оценка влияния деформаций поверхностей скольжения подшипника на его жесткостные характеристики. Расчеты проведены для подшипников с шестью сегментами, с приведенными ранее параметрами. Антифрикционное покрытие состоит из внешнего слоя фторопласта толщиной 0,025 мм с модулем Юнга  $8 \cdot 10^{11}$  Па и коэффициентом Пуассона 0,375 и промежуточного слоя бронзы толщиной 0,275 мм с модулем Юнга  $1,127 \cdot 10^{11}$  Па, коэффициентом Пуассона 0,32. Расчеты деформаций элементов подшипника под действием давления смазки были проведены с использованием конечно-элементной модели подшипника в промышленном программном комплексе. На рис. 4 представлена геометрия подшипника с местами его закрепления к корпусу, конечно-элементная модель подшипника и распределение осевых перемещений при осевой нагрузке на подшипник 5 т.

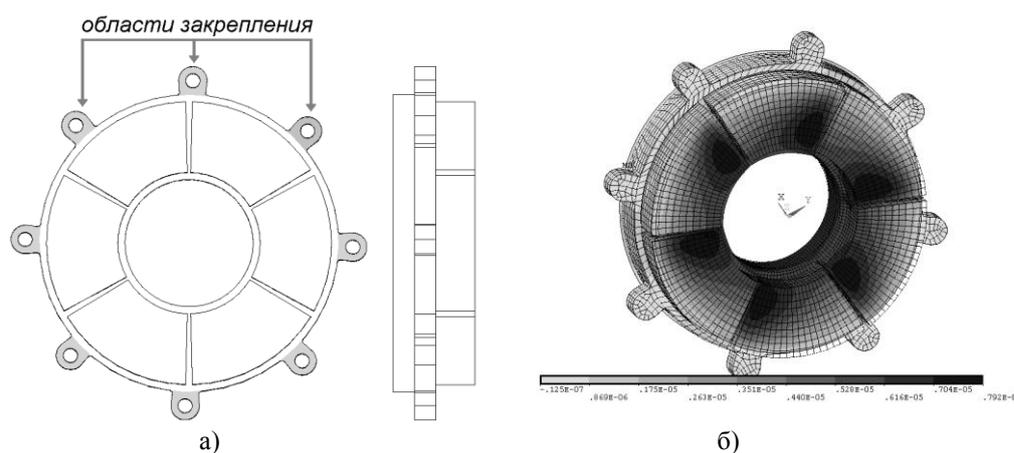


Рис. 4 – Математическая модель деформируемого 6-ти сегментного подшипника скольжения: а – геометрическая модель; б – конечно-элементная модель и распределение осевых перемещений при нагрузке 5 т

На рис. 5 представлены графики зависимости подъемной силы от исходной ширины зазора для подшипников с жесткими и деформируемыми элементами при различных углах поворота оси вала. На рис. 6 представлены формы деформированного зазора и распределения давления в зазоре в сечениях, проходящих через точку максимального давления на поверхности подшипника при осевой нагрузке в 5 т. Как следует из результатов расчетов, при малой ширине зазора деформация поверхности подшипника скольжения оказывает существенное влияние на его жесткостные характеристики.

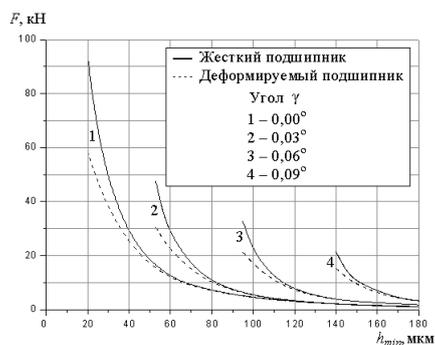


Рис. 5 – Зависимость подъемной силы в осевом 6-ти сегментном подшипнике скольжения от минимальной ширины зазора и угла наклона оси вала

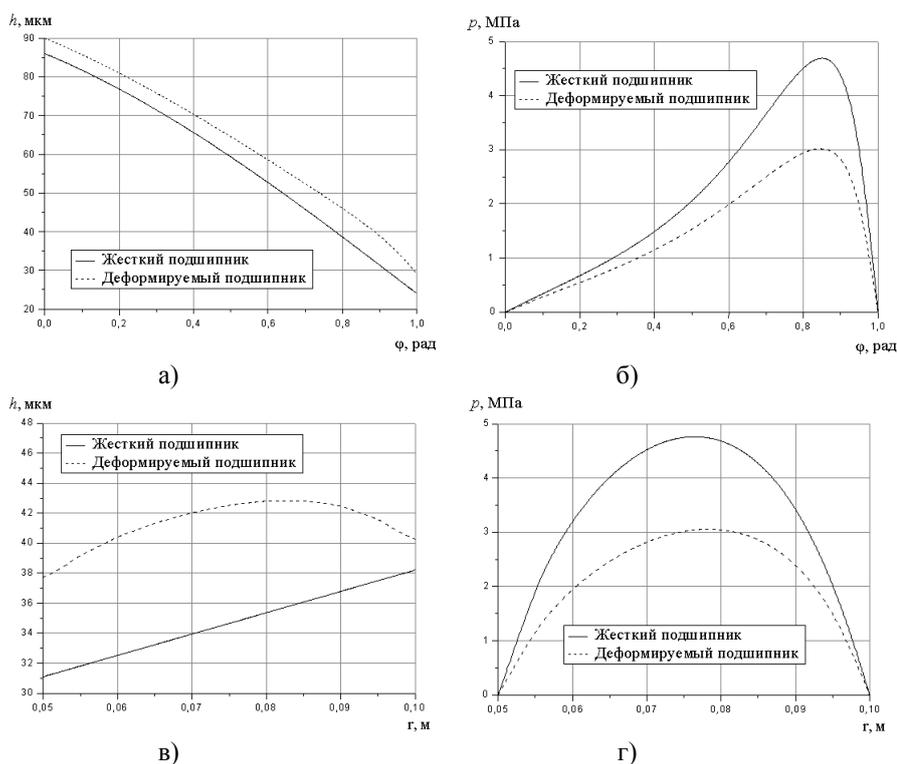


Рис. 6 – Характеристики сегмента осевого 6-ти сегментного подшипника скольжения при нагрузке в 5 т: а, б – зависимости толщины зазора и давления от угловой координаты при  $r = 0,075$  м; в, г – зависимости толщины зазора и давления от радиуса при  $\phi = 0,875$  рад

#### 4. Заключение

Разработана модель осевого подшипника скольжения, которая позволяет определять характеристики жесткости подшипника при осевых смещениях и поворотах оси вала с учетом податливости поверхностей скольжения подшипника. Получены зависимости, определяющие жесткостные характеристики осевого подшипника при осевых смещениях и поворотах пяты для конструкций подшипников с шестью и восемью сегментами. Подъемная сила характеризует осевую жесткость, а компоненты момента – изгибную жесткость в месте крепления пяты. Осевая и изгибная жесткости подшипника имеют характерные нелинейные зависимости, что

определяет их существенный вклад в нелинейные изгибные колебания ротора.

Разработанная методика расчета характеристик подшипника позволяет включить модель осевого деформируемого подшипника с учетом смещений и поворотов пяты в конечный элемент осевой опоры в общей конечно-элементной модели ротора для учета влияния нелинейных характеристик осевого подшипника на динамическое поведение ротора.

### **Список литературы**

1. Temis J.M., Temis M.J. Influence of Elastohydrodynamic Contact Deformations in Fluid Film Bearing on High-Speed Rotor Dynamic // Proc. 2nd Int. Symp. on Stability Control of Rotating Machinery. – Gdansk, Poland, 2003. – pp. 150-159.
2. Temis J.M., Temis M.J. Contribution of Bearing Structure in Gas Turbine Power Unit Rotor Dynamics // Proc. 3rd Int. Symp. on Stability Control of Rotating Machinery. – Cleveland, USA, 2005. – pp. 570-581.
3. Mote C.D.,JR., Schajer G.S., Telle L.I. Hydrodynamic Sector Bearings as Circular Saw Guides // Journal of Lubrication Technology. – January 1983 – vol.105. – pp. 67-76.
4. Рейнольдс О. Гидродинамическая теория смазки и ее применение к опытам Тоуэра // Гидродинамическая теория смазки / Под редакцией и с дополнительными статьями проф. Л.С. Лейбензона. – М.: ГТТИ, 1934. – с. 247-360.
5. Bathe, K-J. Finite Element Procedures // Prentice Hall, 1995. – p. 1037.
6. Темис Ю.М., Темис М.Ю., Лазарев А.П. Расчет характеристик жесткости гидродинамического осевого подшипника скольжения // Сборник трудов ЦИАМ, изд-во ЦИАМ, 2009. – С. 707-710.

# ОБОСНОВАНИЕ НЕСУЩЕЙ КОНСТРУКЦИИ КУЗОВА ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ С ОДНОСЛОЙНОЙ ОБШИВКОЙ

## *THE SUBSTANTIATION OF THE FRAMING OF THE NEW GENERATION CAR BODY OF PASSENGER TRAIN WITH A SINGLE-LAYER CASING*

**С.Г. Шорохов** – студент

ГОУ ВПО «Брянский государственный технический университет»

**Abstract.** The substantiation of the framing of the passenger coach's car body with a straight single-layer casing of the pier and over window's strake, which is stiffened the stringers, was executed in this research.

The subject of the research is the new generation car body of the passenger coach produced by "Tver coach building works". The detailed plated bar finite-element analytical model was developed with help industrial bundled software Siemens PLM Software Femap 10.0 for an evaluation of a car body's carrying capacity. A verification of the analytical model was completed in a manner of correlation of an environmental test data with the calculated results which acquired with help of the finite-element analytical model.

The finite-element analytical models with differently modification of stiffening of side sheet and car body was formed and analyzed for choosing a rational design embodiment framing of the car body of passenger coach. The strength analysis of the car body from effect of an operating load and a stability rating of the side sheet in the piers' zone was done for this construction design.

The analysis of the results was shown that stresses which are exerting casing's element and the car body's sustaining combination don't outnumber the working stresses. It provides car body's during a resistance operating load is exerted.

Несущие конструкции кузовов пассажирских вагонов нового поколения производства ОАО «Тверской вагоностроительный завод» в межоконных простенках и надоконном поясе имеют двухслойную обшивку, сформированную из гладкого наружного и внутреннего гофрированного листов, соединенных между собой точечной сваркой.

Двухслойная обшивка изготавливается из дорогостоящей нержавеющей стали, что вызвано требованиями обеспечения коррозионной стойкости контактирующих поверхностей листов. Также наличие двухслойной обшивки приводит к значительному усложнению технологии сборки боковой стены и монтажа теплоизоляционного слоя ограждения кузова.

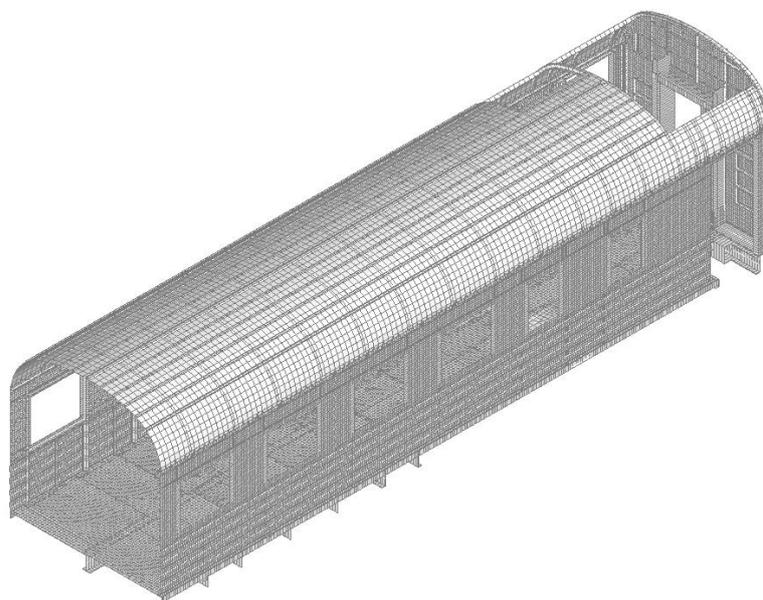
В работе предложен вариант несущей конструкции боковой стены пассажирского вагона, в зонах межоконных простенков и надоконном поясе которой двухслойная обшивка заменена на однослойную, состоящую из гладких листов толщиной 1,5 мм, подкрепленных продольными стрингерами.

В качестве объекта исследования принят пассажирский некупейный вагон нового поколения модели 61-4447 производства ОАО «Тверской вагоностроительный завод». Данный вагон предназначен для перевозки пассажиров и обслуживающего персонала на участках железных дорог колеи 1520 мм.

Целью исследования является обоснование работоспособности предложенного варианта несущей конструкции кузова пассажирского вагона на основе оценки его напряженно-деформированного состояния. Для этого были решены следующие задачи:

- разработка конечно-элементной расчетной схемы кузова пассажирского вагона и оценка ее адекватности;
- выбор рационального конструктивного исполнения боковой стены вагона на основе анализа напряженно-деформированного состояния и устойчивости вариантов несущей конструкции;
- оценка прочности и устойчивости рациональной конструкции кузова при действии эксплуатационных нагрузок.

Для оценки несущей способности сварной несущей конструкции кузова пассажирского вагона разработана его детализированная пластинчато-стержневая конечно-элементная модель (рис. 1).



*Рис. 1 – Фрагмент конечноэлементной расчетной схемы кузова пассажирского вагона*

Построение расчетной схемы проводилось в среде графического ядра моделирования промышленного программного комплекса Siemens PLM Software Femap 10.1, реализующего метод конечных элементов [1].

Особенностью расчетной схемы вагона является моделирование подкрепляющего набора кузова (балок рамы, стоек боковых и торцевых стен, а также дуг крыши) стержневыми конечными элементами. Используемые стержневые элементы учитывают возможность растяжения-сжатия, изгиба, кручения и депланации при стесненном кручении по модели тонкостенного стержня. Эксцентриситет стержневых элементов относительно подкрепляемой ими обшивки моделировался заданием абсолютно жестких консолей по их концам.

Листы гладких участков обшивки вагона, включая настил пола, моделировался трех- и четырехузловыми пластинчатыми конечными элементами с изотропными характеристиками материала. Используемые пластинчатые элементы учитывают полный спектр внутренних силовых факторов, включая мембранные, сдвиговые, поперечные и изгибные. Гофрированные участки настила пола кузова вагона в расчетной схеме представлены гладкими, сформированные пластинчатыми конечными элементами с ортотропной моделью материала.

Разработанная расчетная схема кузова пассажирского вагона сформирована  $1,5 \times 10^5$  конечными элементами, соединенных между собой в  $1,32 \times 10^5$  узлах. При этом общее число степеней свободы модели составило  $7,95 \times 10^5$ .

Закрепление конечно-элементной расчетной схемы кузова в пространстве как абсолютно твердого тела осуществлялось связями, наложенными в зоне скользунов и пятников в соответствии со схемой опирания кузова вагона на тележки. Нагружение расчетной схемы кузова вагона осуществлялось сочетанием усилий, рекомендуемым нормативной документацией на испытание пассажирских вагонов.

Расчет конечно-элементной расчетной схемы кузова производился с использованием решателя NX Nastran 7.0.

Оценка адекватности разработанной расчетной схемы кузова пассажирского вагона выполнена путем сопоставления данных натурных стендовых испытаний, проведенных ЗАО НО «Тверской институт вагоностроения» с результатами, полученными расчетным путем на основе разработанной конечно-элементной расчетной схемы.

Рассмотрены три варианта нагружения кузова:

- сжимающей нагрузкой величиной 2,5 МН, приложенной к задним упорам автосцепки;
- продольной растягивающей нагрузкой величиной 1 МН, приложенной к передним упорам автосцепки;
- вертикальной нагрузкой, равной весу кузова вагона брутто  $Q_{бр}=46$  т, распределенной по несущей конструкции кузова.

Анализ результатов показал, что напряжения и деформации кузова, полученные расчетным путем с использованием разработанной пластинчато-

стержневой расчетной схемы, качественно и количественно близки результатам натуральных статических испытаний (рис. 2). На основании этого можно сделать вывод об адекватности результатов, получаемых с использованием разработанной конечноэлементной расчетной схемы и возможности применения модели для дальнейших исследований.

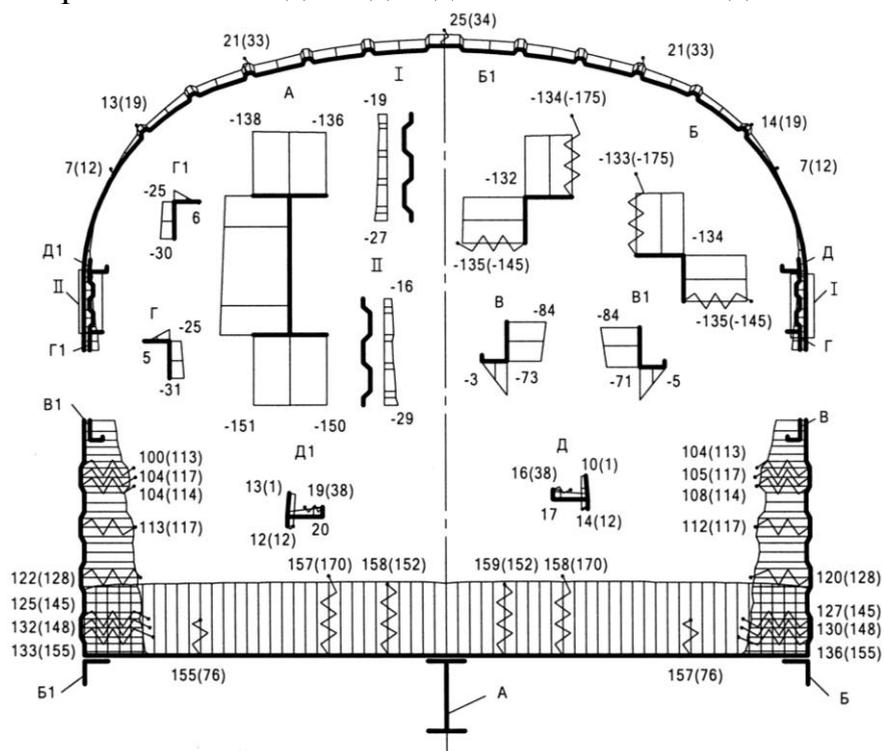


Рис. 2 – Эпюры нормальных напряжений в среднем сечении кузова пассажирского вагона от действия сжимающей нагрузки величиной 2,5 МН

Для выбора рационального конструктивного исполнения несущей конструкции кузова пассажирского вагона на основе разработанной модели сформированы и проанализированы конечно-элементные расчетные схемы с различными вариантами подкрепления обшивки боковых стен кузова.

В качестве критериев выбора рациональной схемы боковой стены приняты минимальная масса конструкции кузова и трудоемкость изготовления при обеспечении прочности и устойчивости металлоконструкции.

Для снижения трудоемкости изготовления боковой стены и монтажа теплоизоляционного слоя в зоне межконных простенков и надоконном поясе двухслойная обшивка заменена на однослойную, подкрепленную стрингерами. При этом в качестве стрингеров использовались стандартные горячекатаные профили с поперечным сечением уголок с различным размерами. Это позволило оценить влияние размеров и количества установленных профилей на напряженно-деформированное состояние кузова. Кроме того, при разработке расчетных моделей применялись различные схемы установки стрингеров.

Анализ напряженно-деформированного состояния вариантов несущей конструкции кузова пассажирского вагона показал, что рациональным является подкрепление однослойной обшивки боковых стен одним стрингером в надоконном поясе и двумя стрингерами в зоне межоконных простенков. В качестве стрингеров применены стальные горячекатаные равнополочные уголки с размерами 40×40×3 мм ГОСТ 8509-86.

Для анализа напряженно-деформированного состояния принятой несущей конструкции кузова пассажирского вагона проведен комплекс расчетов, направленных на оценку прочности конструкции от действия нагрузок, предусмотренных нормативной документацией на проектирование пассажирских вагонов. Рассмотрены три варианта нагружения кузова:

- сжимающей нагрузкой величиной 2,5 МН, приложенной к задним упорам автосцепки;
- продольной растягивающей нагрузкой величиной 1 МН, приложенной к передним упорам автосцепки;
- продольной сжимающей нагрузкой величиной 1 МН, приложенной к задним упорам автосцепки.

Анализ полученных результатов показал, что напряжения в элементах обшивки и подкрепляющего набора кузова не превышают допустимых «Нормами...» [2] значений.

Для анализа устойчивости обшивки кузова в зоне межоконных простенков из расчетной схемы с однослойной подкрепленной обшивкой выделен фрагмент боковой стены (рис. 3). Влияние отброшенной части кузова на выделенный фрагмент учитывалось введением в расчетную схему соответствующих закреплений и усилий.

Задача оценки возможности потери устойчивости решалась в линейной постановке (анализ по Эйлеру), при этом принимались следующие допущения:

- материал линейный;
- перемещения малы и направление нагрузки не изменяется в процессе деформирования конструкции.

Анализ устойчивости зоны межоконного простенка боковой стены показал, что в предложенной конструкции кузова пассажирского вагона возникает две формы потери устойчивости обшивки в зоне перехода межоконного простенка в надоконный и подоконный пояса (рис. 3). Для исключения указанного эффекта предложена установка двух дополнительных подкрепляющих стрингеров. Анализ усиленной конструкции межоконного простенка подтвердил обеспечение устойчивости подкрепленной обшивки кузова вагона.

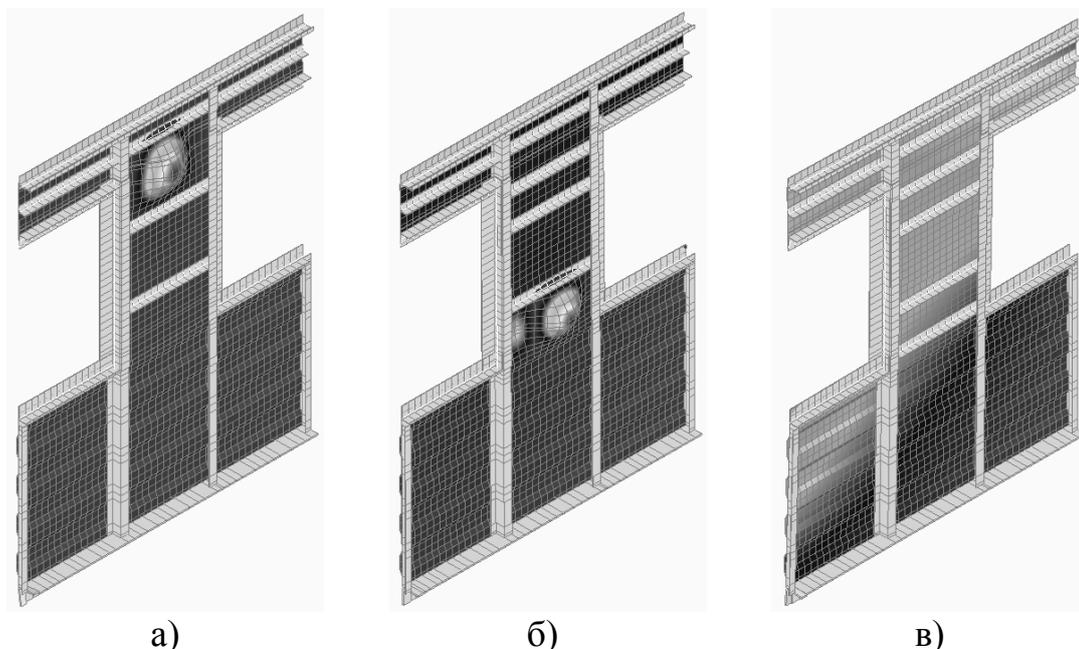


Рис. 3 – Картины деформированного состояния обшивки кузова в зоне межоконных простенков: а) первый вариант несущей конструкции простенка; б) второй вариант несущей конструкции простенка; в) принятый вариант несущей конструкции простенка

На основании результатов анализа устойчивости обшивки межоконного простенка внесены изменения в несущую конструкцию боковых стен кузова пассажирского вагона. При этом масса предложенного варианта несущей конструкции кузова пассажирского вагона уменьшилась по сравнению с базовой конструкцией на 5%.

Оценка прочности предложенного варианта несущей конструкции кузова пассажирского вагона проведена в соответствии с нормативной документацией от расчетных нагрузок [2]. Анализ результатов показал, что напряжения, действующие в элементах обшивки и подкрепляющего набора кузова, не превышают допустимых значений, что обеспечивает его прочность при действии эксплуатационных нагрузок (рис. 4,5).

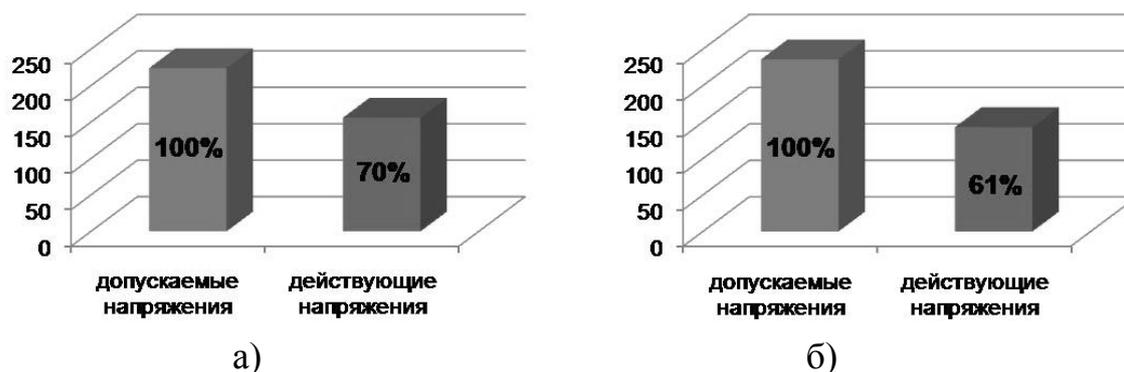


Рис. 4 – Диаграммы нормальных напряжений в среднем сечении кузова вагона от действия продольных маневровых нагрузок в соответствии с [2]: а) для обшивки кузова; б) для каркаса кузова

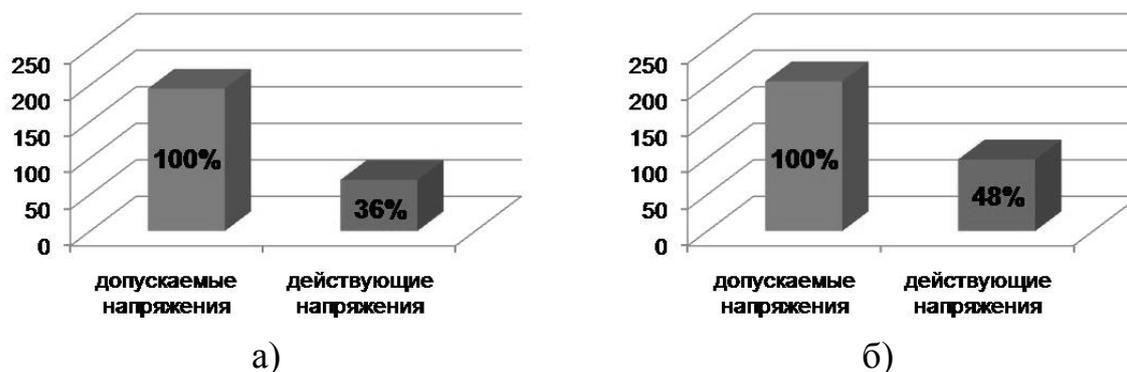


Рис. 5 – Диаграммы нормальных напряжений в среднем сечении кузова вагона от действия продольных поездных нагрузок в соответствии с [2]:  
 а) для обшивки кузова; б) для каркаса кузова

Предложенный вариант несущей конструкции кузова пассажирского вагона позволил снизить массу кузова, уменьшить трудоемкость сборки боковых стен и монтажа теплоизоляционного слоя, что в свою очередь привело к снижению себестоимости изготовления вагона и эксплуатационных расходов.

### Список литературы

1. Рудаков, К.Н. UGS Femap 9.3. Геометрическое и конечноэлементное моделирование конструкций. – К., 2009. – 286 с.
2. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996.–319с.

# РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ РИСКА ВОЗНИКНОВЕНИЯ АВАРИЙНОЙ СИТУАЦИИ ПРИ НЕИСПРАВНОСТИ КОЛЕСНЫХ ПАР ВАГОНОВ

## *THE DEVELOPING OF THE METHODOLOGY OF THE EVALUATION OF THE RISK OF THE ORIGIN OF AN ACCIDENT BECAUSE OF A DEFECT OF CARRIAGE WHEEL PAIRS*

**С.Г.Шорохов** – студент

ГОУ ВПО «Брянский государственный технический университет»

**Abstract.** The methodology of the risk's evaluation of the accident's origin because of a defect of passenger carriages' wheel pairs on the ground of probabilistic approaches was developed.

The new generation car body of passenger train which is developed by “Tver carriage-building works” was chosen as the subject for the research. The dynamic model of the passenger car in question was developed for the final state's analysis and the evaluation of the defect of the passenger carriages' wheel pairs upon the risk's origin of the accident. The model's developing and computing were done with help of the bundled software of the simulation of the material systems' dynamics “Universal Mechanism” (UM).

The graphs of the safety factor as a function of the wheel's rolling on the rail and as a function of the car's motion speed were procured on the ground of the mathematic simulation of the carriage's movement including the observing defects. The graphs' analysis rendered possible to set down speeds under which the derailment happened. In the safety's aspect the major accidental chain which applies the greatest deposit into the risk magnitude was explored.

The offered methodology of the risk's evaluation of the accident's origin because of a defect of passenger carriages' wheel pairs was fulfilled in terms of the programmed procedure of the burst Microsoft Excel which allows to get dateline in the form of organized structure.

Обеспечение безопасности движения поездов является одной из наиболее значимых задач железнодорожного транспорта. При этом на показатели безопасности большое влияние оказывает техническое состояние ходовых частей вагонов, в частности, колесных пар. При восприятии эксплуатационных нагрузок, действующих на вагоны, колесные пары получают повреждения, имеющие различный физический характер, что способствует риску возникновения аварий. Своевременное обнаружение и устранение дефектов снижает вероятность наступления аварийной ситуации.

Изучение причин большого числа техногенных катастроф показало, что необходима разработка методологии управления риском аварий, которая позволила бы оценить баланс между масштабами возможного ущерба от потенциальных аварий системы и ее технико-экономическими преимуществами. Это привело к созданию современной концепции «приемлемого риска» на основе вероятностных подходов.

Объектом исследования выбран пассажирский вагон нового поколения модели 61-4447 производства ОАО «Тверской вагоностроительный завод».

Целью исследования является разработка методики оценки риска возникновения аварии при неисправности колесных пар вагонов. При этом решаются следующие задачи:

- анализ неисправностей колесных пар вагонов;
- разработка динамической модели пассажирского вагона;
- оценка влияния неисправностей на риск возникновения аварии;
- расчет риска схода вагона с рельсов.

Оценка риска возникновения аварийной ситуации при наличии неисправностей колесных пар вагонов производится на основе теории вероятностного анализа безопасности [1], главным достоинством которого является возможность получения количественной меры безопасности – вероятность аварии с определенными последствиями, т.е. риск. Базой для выполнения вероятностного анализа безопасности является построение «дерева событий».

Исходным событием является ошибка обслуживающего персонала при проведении технического осмотра колесных пар. В качестве промежуточных событий рассмотрены неисправности колесных пар, на основе анализа которых построено «дерево событий» (рис. 1).



Рис. 1 – Дерево событий для случая схода вагона с рельсов при неисправности колесных пар вагонов

Возможные пути развития аварии, отраженные на «дереве событий», приводят к конечным состояниям, которые можно классифицировать на основании сравнения величины эквивалентного ущерба с величинами приемлемого и допустимого ущербов:

- аварийные состояния – эквивалентный ущерб превышает допустимый;
- неработоспособные аварийные состояния – эквивалентный ущерб превышает приемлемый, но не превосходит допустимый;
- неработоспособные состояния – эквивалентный ущерб не превосходит приемлемый (только экономический ущерб);
- работоспособные состояния – эквивалентным ущербом можно пренебречь (незначительный экономический ущерб).

Величины приемлемого и допустимого ущербов устанавливаются в нормативно-технической документации в зависимости от экономического состояния региона.

Для анализа конечных состояний и оценки влияния неисправностей колесных пар на риск возникновения аварийной ситуации разработана динамическая модель пассажирского вагона. Разработка и расчет модели производился в среде программного комплекса моделирования динамики систем тел «Универсальный механизм» (УМ). Поскольку модель вагона содержит несколько одинаковых частей (две тележки, четыре колесные пары), при ее разработке использован метод подсистем. В этом случае механическая система предварительно разделяется на несколько частей – подсистем – и называется составным объектом. Отдельные подсистемы связаны между собой посредством шарниров и силовых элементов.

На основе созданной динамической модели программный комплекс производит автоматическую генерацию уравнений движения вагона. Моделирование движения вагона производится с использованием модуля УМ Simul, осуществляющего интегрирование полученных уравнений движения.

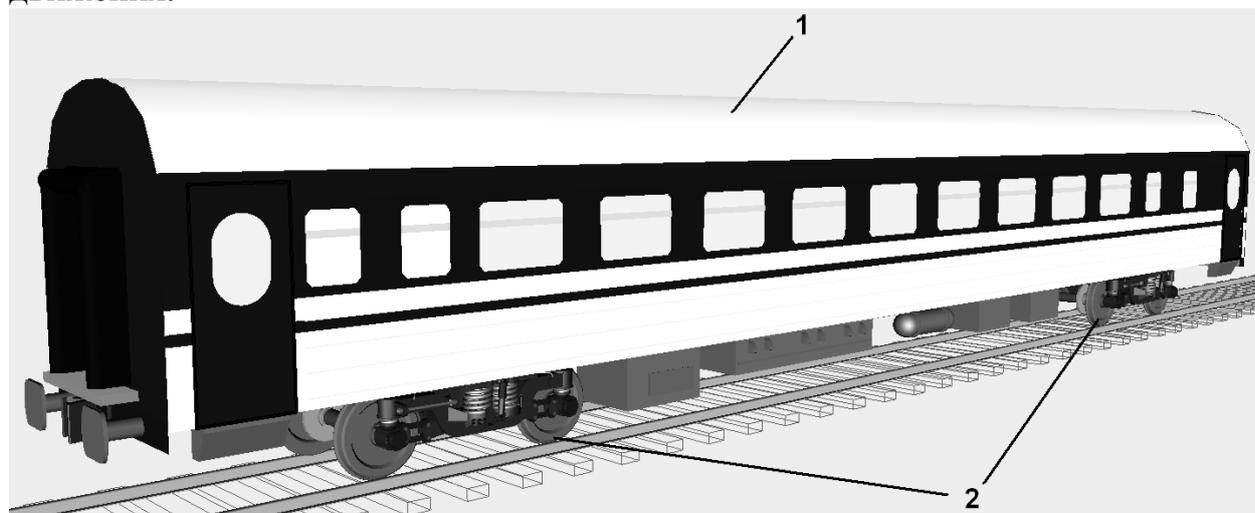


Рис. 2 – Динамическая модель пассажирского вагона:  
1 – кузов; 2 – подсистема «тележка»

Динамическая модель вагона (рис. 2) состоит из твердотельной модели кузова вагона, соединенного с двумя моделями тележек, представленными в виде подсистем.

В расчетной схеме кузов вагона представляется в виде абсолютно твердого тела, обладающего шестью степенями свободы, с реальными инерционными и геометрическими характеристиками, соответствующими полностью загруженному и экипированному кузову. Динамическая модель тележки представляет собой систему абсолютно твердых тел, связанных между собой силовыми элементами и шарнирами.

В качестве критерия схода вагона с рельсов принят коэффициент безопасности от вкатывания колеса на рельс

$$\lambda = \frac{F_z(\operatorname{tg}\beta - \mu)}{|F_y|(\mu \cdot \operatorname{tg}\beta + 1)}, \quad (1)$$

где  $F_y$ ,  $F_z$  – проекции суммарной силы, действующей на колесо, на оси  $Y$  и  $Z$  в системе координат пути (боковая и вертикальная силы);  $\beta$  – угол наклона образующей конусообразной поверхности гребня колеса с горизонталью ( $\beta=60^\circ$ );  $\mu$  – коэффициент трения ( $\mu=0,25$ ).

Для оценки влияния неисправностей колесных пар на безопасность вагона от схода с рельсов построены графики зависимости коэффициента безопасности  $\lambda$  от скорости движения вагона (рис. 3). Указанные графики позволяют определить скорость, при которой произойдет сход вагона с рельсов.

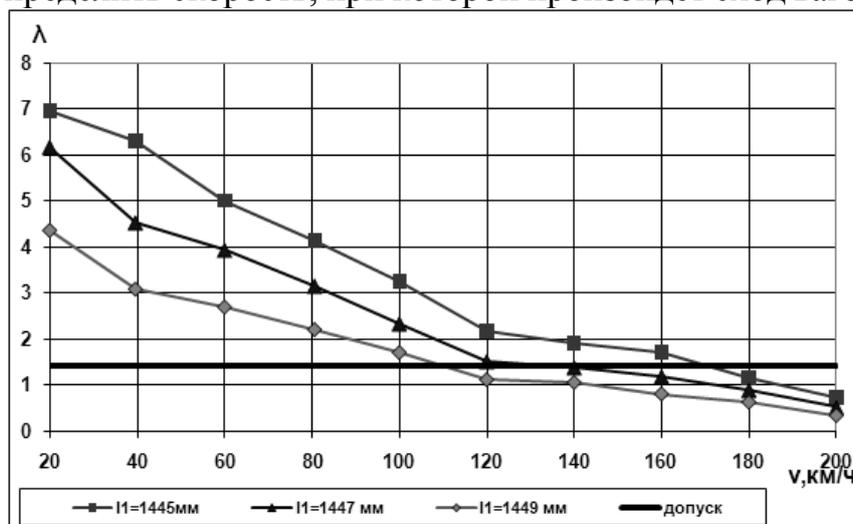


Рис. 3 – График зависимости коэффициента безопасности  $\lambda$  от скорости движения вагона для первого промежуточного события

Нормы для расчета и проектирования вагонов дают предельное значение коэффициента  $\lambda \leq 1,4$ . Сход с рельсов фиксируется при снижении коэффициента  $\lambda$  ниже указанного значения. Вероятность схода с рельсов определяется как вероятность движения вагона с соответствующим дефектом в указанном скоростном интервале [2]. Вероятность ошибки оператора принимается пропорционально сложности обнаружения рассматриваемого дефекта.

Допускаемые значения расстояния между внутренними гранями колес в эксплуатации лежат в пределах 1439-1443 мм. Превышение указанного предела влечет за собой возникновение риска вкатывания колеса на рельс, что может привести к аварийной ситуации. Анализ графика показывает, что при расстоянии между внутренними гранями колес:

- 1445 мм сход вагона с рельсов происходит при скорости 170 км/ч с вероятностью  $P=0,06$ ;

- 1447 мм сход вагона с рельсов происходит при скорости 130 км/ч с вероятностью  $P=0,31$ ;

- 1449 мм сход вагона с рельсов происходит при скорости 110 км/ч с вероятностью  $P=0,56$ .

Аварийное состояние, связанное со сходом вагона с рельсов, обусловлено следующими промежуточными событиями:

$I_1$  – расстояние между внутренними гранями колес не соответствует установленным нормам;

$I_2$  – разность расстояний между внутренними гранями колес более допускаемых размеров;

$I_3$  – разность расстояний между внутренними гранями колес и торцами оси более допускаемых размеров;

$I_4$  – разница диаметров колес по кругу катания более допускаемых размеров;

$I_5$  – ослабление ступиц колес на оси со сдвигом ступиц.

Исходное событие  $I_0$  связано с ошибкой обслуживающего персонала, осуществляющего контроль технического состояния вагонов (осмотрщика). В данном случае можно выделить 5 аварийных последовательностей:

$E_1$  – расстояние между внутренними гранями колес не соответствует установленным нормам;

$E_2$  – разность расстояний между внутренними гранями колес более допускаемых размеров;

$E_3$  – разность расстояний между внутренними гранями колес и торцами оси более допускаемых размеров;

$E_4$  – разница диаметров колес по кругу катания более допускаемых размеров;

$E_5$  – ослабление ступиц колес на оси со сдвигом ступиц.

Так как авария наступает при реализации одной из перечисленных аварийных последовательностей (реализуется в результате суммы событий), то, считая эти последовательности попарно невозможными, вероятность аварийной ситуации определяется по зависимости

$$Вер\{AC\} = P\left(\frac{E_1}{I_0}\right) + P\left(\frac{E_2}{I_0}\right) + P\left(\frac{E_3}{I_0}\right) + P\left(\frac{E_4}{I_0}\right) + P\left(\frac{E_5}{I_0}\right) \quad (2)$$

При наличии статистики по вероятности отказов элементов колесных пар, имеющих указанные неисправности, соответствующие вероятности

$P\left(\frac{E_1}{I_0}\right), P\left(\frac{E_2}{I_0}\right), P\left(\frac{E_3}{I_0}\right), P\left(\frac{E_4}{I_0}\right)$  задаются. В свою очередь, вероятность  $P\left(\frac{E_5}{I_0}\right)$  реализации аварийной последовательности  $E_5$  определяется по формуле вероятности произведения независимых событий:  $I_{51}$  – ослабление ступиц колес на оси;  $I_{52}$  – сдвиг ступиц колес.

$$P\left(\frac{E_5}{I_0}\right) = P(E_{51} \cdot E_{52}) = P(E_{51}) \cdot P(E_{52}) \quad (3)$$

Условная вероятность аварии при условии наступления исходного события определяется по формуле

$$Q(I_0) = D\left(\frac{A_1}{I_0}\right) + D\left(\frac{E_2}{I_0}\right) + D\left(\frac{E_3}{I_0}\right) + D\left(\frac{E_4}{I_0}\right) + D\left(\frac{E_5}{I_0}\right) \quad (4)$$

Зная вероятность наступления исходного события, риск аварии (безусловная вероятность наступления аварии), связанной со сходом вагона с рельсов, определяется по формуле

$$R(I_0) = P(I_0) \cdot \sum_{i=1}^n Q_i\left(\frac{E_i}{I_0}\right) \quad (5)$$

где  $P(I_0)$  – вероятность наступления исходного события.

Предложенная методика оценки риска аварии пассажирского вагона вследствие неисправности колесных пар реализована в виде программной процедуры пакета Microsoft Excel, позволяющей получить выходные данные в форме организованной структуры.

Анализ результатов расчета риска позволяет выделить наиболее важную в аспекте безопасности аварийную последовательность, которая вносит наибольший вклад в величину риска. Для рассматриваемого случая такой последовательностью является ослабление ступиц колес на оси со сдвигом ступиц. В результате реализации данной последовательности сход вагона с рельсов происходит при скорости 62,5 км/ч с вероятностью  $P=0,97$ . Таким образом, для повышения безопасности движения поездов и эксплуатации подвижного состава целесообразно в первую очередь обращать внимание на неисправности, которые приводят к указанной аварийной последовательности.

### Список литературы

1. Статистические методы анализа безопасности сложных технических систем: Учебник/ Л.Н. Александровская, И.З. Аронов, А.И. Елизаров и др.; Под. ред. В.П. Соколова. – М.: Логос, 2001. – 232 с.
2. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосВНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 319с.

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗОНЫ ЭФФЕКТИВНОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ТЭЦ

## DEFINITION OF THE EFFECTIVE DISTRICT HEATING ZONE

**Е.Е. Якимец** – инженер, аспирант

Институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева СО РАН

**Abstract.** For today the question on allocation of zones of the centralized and decentralized heat supply is actual. Many technical and the business factors defining development of system of a domestic heat supply, have considerably changed. In this connection the question about allocation of zones of the centralized and decentralized heat supply has appeared.

The question about efficiency of residential areas connection to the centralized systems of a heat supply or building other energy sources is actual. In this work the method of efficiency definition of a heat supply is considered. Also the new approach to an estimation of optimum parameters of power supply system is offered. The method is based on the analysis of profitability of supply system.

If the consumer is favorable Its exception from power supply system will lead to growth of  $k_{CHP}^F$ . Accordingly switching-off of the unprofitable consumer from station decrease  $k_{CHP}^F$ . It is similarly possible to estimate advantage of new consumers connection.

As an example have considered the connection problem of micro region Topkinskiy to a heat supply system from New-Irkutsk thermal power station.

В настоящее время обострилась конкуренция между централизованным и децентрализованным теплоснабжением. Значительно изменились многие технические и экономические факторы, определяющие развитие системы отечественного теплоснабжения. В связи с этим возник вопрос о выделении зон централизованного и децентрализованного теплоснабжения.

Оптимизацией теплоснабжающих систем на протяжении нескольких десятилетий занимались Л.А. Мелентьев, Е.Я. Соколов, В.Я. Хасилев, Л.С. Хрилев, Б.Л. Шифринсон и др. Исторически эти работы также ведутся и в Институте систем энергетики им. Л.А. Мелентьева с начала его создания.

Факторы, определяющие развитие систем энергоснабжения можно разделить на внешние и внутренние. К внешним факторам можно отнести социально-экономическое положение региона и экологические требования; к внутренним – рельеф местности, особенности энергопотребления в окрестностях, включая распределение плотности теплотребления по рассматриваемому району, экономические характеристики системы энергоснабжения.

Актуальным является вопрос эффективности подключения районов жилой застройки к централизованным системам теплоснабжения или строительства собственных источников тепловой энергии. Рассмотрим предлагаемые в литературе методы определения зон эффективного централизованного теплоснабжения.

1. Отношение материальной характеристики тепловой сети к величине тепловой нагрузки района позволяет оценить эффективность теплоснабжения.

$$M_y = \frac{\sum_i d_i \cdot l_i}{Q}, i \in I$$

где  $d_i, l_i$  - диаметр и длина  $i$ -го участка трубопровода, м,

$Q$  – тепловая нагрузка системы, Гкал/ч.

Эффективность теплоснабжения определяется через анализ плотности тепловых нагрузок по материальной. Чем она ниже, тем плотнее нагрузка, и тем меньше уровень потерь в тепловых сетях. В табл. 1 приведены зоны эффективности теплоснабжения.

Таблица 1

Зоны эффективности централизованного теплоснабжения для России	Удельная материальная характеристика тепловой сети ( $\text{м}^2/\text{Гкал}/\text{час}$ )	Нормативные потери в тепловых сетях (%)
Зона высокой эффективности	до 100	4-7
Зона предельной эффективности	от 100 до 200	7-12
Зона неэффективности	выше 200	Свыше 12

Недостатки данного метода: не учитываются затраты на выработку и транспортировку тепловой энергии от источника до потребителя. Данная методика оценивает только потери в тепловых сетях.

2. Уровень плотности тепловой нагрузки района теплоснабжения.

Показатель плотности  $\sigma$  определяется как отношение тепловой нагрузки района  $Q$  к его площади  $S$ :

$$\sigma = \frac{Q}{S}, \text{ Гкал}/(\text{ч} \cdot \text{км}^2).$$

В Москве и Дании приняты следующие нормативы (табл. 2):

Таблица 2

Плотность тепловой нагрузки района теплопотребления, Гкал/(ч·км <sup>2</sup> )		Источник тепловой энергии
Москва	Копенгаген	
более 50	более 26	Система централизованного теплоснабжения, ТЭЦ
10-50	17-26	Котельная
менее 10	менее 17	Автономный источник теплоснабжения

Такой показатель можно рассчитать для каждого региона.

Метод не учитывает потери тепловой энергии при передаче от источника тепловой энергии до района теплопотребления.

3. Плотность тепловой нагрузки на единицу длины трубопровода  $\gamma$  (отношение присоединенной тепловой нагрузки участка тепловой сети к протяженности тепловых сетей этого участка). В Дании системы централизованного теплоснабжения эффективны при  $\gamma=2,39$  Гкал/(ч·км) и выше, в России  $\gamma=3,87$  Гкал/(ч·км). Если для рассчитываемой зоны значение  $\gamma < 3,87$  Гкал/(ч·км), то рекомендуется децентрализованная система теплоснабжения для этой зоны.

Недостаток: при отключении одного района теплопотребления снижается плотность тепловой нагрузки на других участках теплопровода, что неоднозначно скажется на эффективности системы теплоснабжения.

4. Методика экспресс-анализа [4] основывается на допущении, что в среднем по системе затраты на транспорт тепла для каждого конкретного потребителя пропорциональны расстоянию до источника и мощности потребления. Для сопоставимости участков трубопроводов с разным техническим состоянием и уровнем потерь можно ввести коэффициенты, получив эквивалентные длины. Насосная станция может быть приведена к эквивалентной длине тепловой сети (0,4-1 км).

Принцип действия методики заключается в том, что система централизованного теплоснабжения делится на крупные районы и для каждого из них рассчитываются усредненные расстояния от источника до условного центра присоединенной нагрузки  $L_i$  по формуле:

$$L_i = \sum \frac{Q_{зд} \cdot L_{зд}}{Q_i},$$

где:  $L_{зд}$  – расстояние по трассе от каждого здания района до источника тепла,

$Q_{зд}$  – присоединенная тепловая нагрузка этого здания,

$Q_i$  – суммарная присоединенная тепловая нагрузка района.

По аналогии рассчитывается средний радиус теплоснабжения всей системы:

$$L_{cp} = \sum \frac{Q_i \cdot L_i}{Q_i}.$$

Поскольку для каждого потребителя затраты на транспорт тепла  $C$  пропорциональны присоединенной нагрузке  $Q$  и расстоянию до источника  $L$ , а индивидуальные особенности участков тепловой сети могут быть учтены через эквивалентные длины, коэффициент пропорциональности  $Z$  принимается одинаковым для всей системы:

$$C_{cp.ч.} = Z \cdot Q \cdot L,$$

где  $C_{cp.ч.}$  – среднечасовые затраты на транспорт тепла от источника до потребителя или района,

$Z$  – коэффициент пропорциональности отражает затраты на транспортировку единицы присоединенной мощности на единицу длины тепловых сетей. Он рассчитывается по формуле:

$$Z = \frac{C_{cp.ч.сист.}}{Q_{сист.} \cdot L_{cp.}} = \frac{C_{год.сист.}}{Q_{сист.} \cdot L_{cp.} \cdot Ч},$$

где:  $C_{cp.ч.сист.}$  и  $C_{год.сист.}$  – соответственно суммарные часовые или годовые затраты системы на транспорт тепла,

$Q_{сист.}$  – суммарная присоединенная тепловая нагрузка,

$Ч$  – число часов работы системы теплоснабжения в год.

По этому показателю можно сравнить экономичность транспорта тепла в любых системах теплоснабжения и отслеживать его изменения в динамике по годам.

Метод не учитывает затраты, расходуемые на источнике тепловой энергии.

При обосновании уровня централизации, необходимо при подключении новых потребителей рассмотреть вопрос о том, следует ли проводить реконструкцию или осуществить замену отдельных частей существующей системы на индивидуальные источники с газовыми котлами или иным отопительным оборудованием в зданиях. Как правило, централизованное отопление является наименее затратным вариантом для городских районов с высокой удельной тепловой нагрузкой. Кроме того, необходимо учитывать следующие факторы: повышение энергоэффективности системы, снижение затрат на теплоснабжение и сокращение выбросов в окружающую среду.

Следует отметить, что каждый произведенный энергетический продукт становится товаром (услугой) лишь после поставки его потребителю, поэтому нужно рассматривать не ТЭЦ (производство отдельно), а всю систему энергоснабжения (СЭ) на базе ТЭЦ в целом (СЭ<sub>ТЭЦ</sub>) с учетом затрат (в т.ч. энергетических) и потерь при доставке требуемого энергетического продукта. Исходя из этого в ИСЭМ СО РАН разработан новый подход к оценке оптимальных параметров системы энергоснабжения.

В общем случае определение оптимальных параметров  $S_{ТЭЦ}$  предлагается производить по критерию минимума затрат на энергоснабжение:

$$k_{ТЭЦ}^F = \frac{S_{ТЭЦ}^{\Sigma}}{\sum_{j=1}^n [A_j^{ТЭЦ} \cdot s_j^A]}, k_{ТЭЦ}^F \rightarrow \min \quad (1)$$

где:  $k_{ТЭЦ}^F$  - коэффициент экономического эффекта комбинированного энергоснабжения,

$S_{ТЭЦ}^{\Sigma}$  - общие затраты комбинированного производства,

$A_j^{ТЭЦ}$  - количество поставляемого  $j$ -того энергетического продукта,

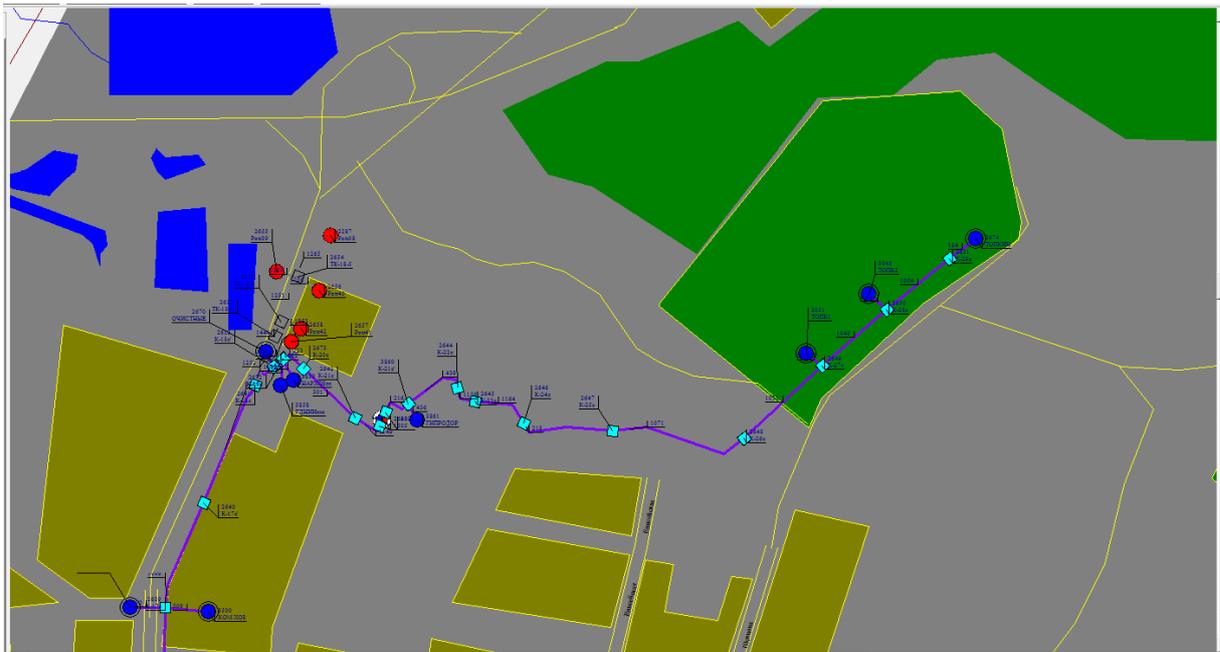
$s_j^A$  - стоимость альтернативного получения  $j$ -того продукта.

Предлагаемый критерий включает в себя все затраты по энергосистеме (затраты на производство энергии можно оценить по себестоимости отпускаемой энергии).

При значении  $k_{ТЭЦ}^F \leq 1$  система энергоснабжения эффективна. С помощью вариантных расчетов можно определить оптимальную зону теплоснабжения от источника, определить эффективность подключения новых потребителей. В настоящее время имеются основания утверждать, что зачастую системы энергоснабжения (в частности теплоснабжения) на базе ТЭЦ имеют размеры, отличающиеся от оптимальных, как правило, в большую сторону. В последнем случае происходит субсидирование дальних потребителей за счет ближних. Поэтому целесообразно проведение анализа размеров теплоснабжающей системы по критерию минимума затрат на энергоснабжение, начиная с дальних потребителей, доставка тепла которым сопряжена с максимальными потерями и затратами энергии.

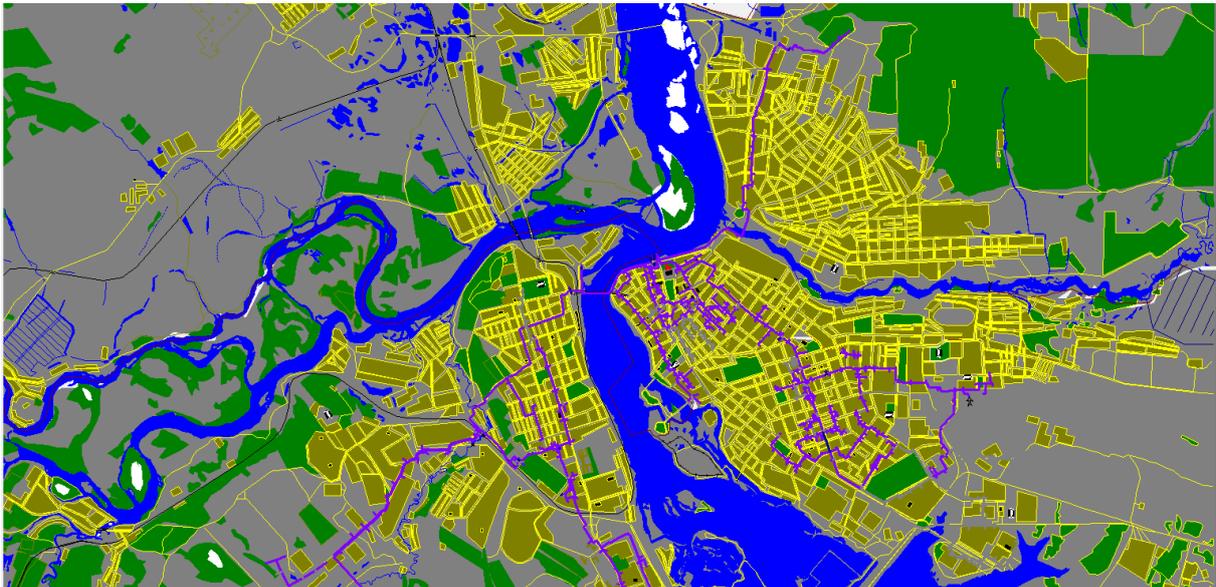
Потребитель считается эффективным, если исключение его из системы энергоснабжения приведет к росту  $k_{ТЭЦ}^F$ , соответственно, исключение из баланса ТЭЦ неэффективного потребителя ведет к снижению  $k_{ТЭЦ}^F$ . Аналогично можно оценить целесообразность подключения новых потребителей – по снижению  $k_{ТЭЦ}^F$ .

В качестве примера рассматривается вопрос о подключении микрорайона Топкинский г. Иркутска (рис. 1) к системе теплоснабжения от Ново-Иркутской ТЭЦ (рис. 2).



*Рис. 1 – Схема теплоснабжения микрорайона Топкинский*

Удаленность микрорайона от источника составляет 15,5 км, тепловая нагрузка 12,96 Гкал/ч, выработка электроэнергии на тепловом потреблении составит 14,112 млн. кВтч в год.



*Рис. 2 – Схема тепловых сетей НИТЭЦ*

В результате расчета была получена оптимальная длина тепловых сетей в зоне обслуживания НИ ТЭЦ, которая составляет 11 км, что меньше чем удаленность микрорайона от источника.

Проведены расчеты для обоснования эффективности подключения микрорайона к схеме энергоснабжения от НИ ТЭЦ по двум методам. Плотность тепловой нагрузки на единицу площади района составляет 50

Гкал/ч на км<sup>2</sup>, что является граничным значением между зоной централизованного теплоснабжения от ТЭЦ и зоной теплоснабжения от районной котельной.

Оценив плотность тепловой нагрузки района можно сделать вывод о целесообразности его подключения к СЦТ, но по предлагаемому критерию  $k_{ТЭЦ}^F$  этот район не входит в зону обслуживания НИ ТЭЦ.

Значение коэффициента снижения затрат  $k_{ТЭЦ}^F$  при подключении к системе микрорайона Топкинский возрастает до величины  $k_{ТЭЦ}^F=1,2$ . Это показывает, что в данных условиях энергоснабжение микрорайона Топкинский от НИ ТЭЦ неэффективно, поскольку снижается эффективность комбинированной выработки энергии на станции из-за увеличения затрат и потерь тепловой энергии в тепловых сетях.

## **Выводы**

1. Предложенный критерий оценки централизации теплоснабжения, выражаемый в виде коэффициента снижения затрат на энергоснабжение, позволяет оценивать эффективность подключения новых или отключения существующих потребителей энергии.

2. Полученные результаты показали возможность применения предлагаемого критерия  $k_{ТЭЦ}^F$  для определения эффективной зоны теплоснабжения от ТЭЦ.

## **Список литературы**

1. Жарков С.В., Якимец Е.Е. К вопросу об оптимальном радиусе теплоснабжения ТЭЦ// Энергетик. 2010. №12. С. 25-27.
2. Когенерация и централизованное теплоснабжение, Секретариат энергетической хартии. 2005.
3. Мастепанов А.М., Коган Ю.М., Повышение эффективности использования энергии в жилищном секторе Дании. – Истра-2: Российско-Датский институт энергоэффективности. 2000. – 188с.
4. Семенов В.Г., Разоренов Р.Н., Экспресс-анализ зависимости эффективности транспорта тепла от удаленности потребителей// Новости теплоснабжения. 2006. № 6. С.36.
5. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов. – 7-е изд. стереот. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 472 с., ил.
6. Централизованное теплоснабжение. Исследования и разработки технологии в Дании. Министерство энергетики. Управление энергетики. 1993.

## СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

<b>Бреховских П.В., Бодунов Н.М.</b> Исследование деформирования композиционного материала с применением функции напряжений	4
<b>Брылев А.В.</b> Проблема моделирования электрохимической обработки (ЭХО) крупногабаритных деталей	10
<b>Винокурова Т.А., Дулин В.М., Козорезов Ю.С.</b> Измерение методом particle image velocimetry среднего поля скорости в турбулентном поднятом факеле при периодическом возмущении	16
<b>Дильман М.Д., Ионов М.С.</b> Исследование эффективности использования тепловых насосов для теплоснабжения	25
<b>Золотарев П.С.</b> Горизонтальный гибкий шнек	34
<b>Иванников А.Ю.</b> Моделирование остаточных напряжений при электромеханической обработке металлических материалов	43
<b>Каменский М.Н., Лукиенко Л.В.</b> Особенности проектирования зубчато-реечного механизма подачи грунтопрокалывающей установки	50
<b>Закржевский М.В., Клоков А.В.</b> Редкие аттракторы и метод полных бифуркационных групп в задачах динамики машин и механизмов	58
<b>Клочков Н.П., Крукович М.Г., Бадерко Е.А.</b> Моделирование износостойкости борированных слоев	66
<b>Кокуров А.М., Одинцев И.Н.</b> Исследование виброповедения конструктивно-подобной модели лопасти воздушного винта самолета ИЛ-112в	75
<b>Онасенко В.В., Крукович М.Г.</b> Азотирование легированных сталей в твердых средах	85
<b>Гордеев Б.А., Осмехин А.Н.</b> Применение композитных материалов на основе магнитореологических составов для снижения вибраций в машинах	90
<b>Плохих И.В., Зайнетдинов Р.И.</b> Влияние временных показателей с различными законами распределения на функцию готовности	98
<b>Позднякова О.В., Осипов А.П.</b> К вопросу аналитического расчета кинематических и динамических параметров механизма	106
<b>Попова О.В., Чиграй Ю.А.</b> Разработка методики анализа нагруженности несущих конструкций грузовых вагонов для перевозки длинномерных грузов	114

<b>Кравченко Л.Л., Пушкин К.В., Севрук С.Д., Фармаковская А.А.</b> Автономная система электропитания робототехнических комплексов с использованием воздушно-алюминиевых химических источников тока	121
<b>Соколов С.Л., Ушаков Б.Н.</b> Расчетно-экспериментальный метод определения напряженно-деформированного состояния пневматических шин от действия механических нагрузок	126
<b>Столянков Ю.В., Гуляев И.Н., Сиваков Д.В.</b> К вопросу использования аморфных металлических лент в составе многослойных пьезоэлектрических элементов для интеллектуальных материалов	134
<b>Темис М.Ю., Лазарев А.П.</b> Расчет характеристик 6-ти и 8-ми сегментных осевых подшипников скольжения	140
<b>Шорохов С.Г.</b> Обоснование несущей конструкции кузова пассажирского вагона нового поколения с однослойной обшивкой	148
<b>Шорохов С.Г.</b> Разработка методики оценки риска возникновения аварийной ситуации при неисправности колесных пар вагонов	155
<b>Якимец Е.Е.</b> Определение зоны эффективного теплоснабжения ТЭЦ	161