
СОДЕРЖАНИЕ

МЕХАНИКА МАШИН

Метод построения программных относительных движений двухруких робототехнических систем <i>Е. И. Воробьев</i>	3
Вибротранспортирование тел по непоступательно вибрирующей поверхности <i>И. И. Блехман, В. Б. Васильков, Ю. А. Семенов</i>	11
Построение математической модели привода клетки скобы редукционного стана <i>Л. А. Чумакова</i>	19

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

Комплексная оценка прочности, ресурса, живучести и безопасности машин в сложных условиях нагружения <i>Н. А. Махутов, М. М. Гаденин</i>	24
Векторная аппроксимация в МКЭ для оболочки вращения при учете сдвиговых деформаций <i>Ю. В. Клочков, А. П. Николаев, Т. Р. Ищанов, А. С. Андреев</i>	35
Исследование самотормозящихся планетарных передач с одновенцовыми сателлитами <i>Г. А. Тимофеев, В. В. Панюхин, Д. В. Сащенко</i>	44
Гидродинамическая модель клиновидной опоры скольжения с легкоплавким металлическим покрытием <i>М. А. Мукутадзе, Д. У. Хасьянова, А. М. Мукутадзе</i>	51
Опыт применения структурного метода для оценки надежности гамма-терапевтического комплекса <i>А. А. Васильев, А. А. Равин, О. В. Хруцкий, А. В. Батулин, В. Н. Шевченко</i>	59

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Экспериментальные исследования динамики мобильного робота с механизмом вертикального перемещения на магнитных гусеничных движителях <i>В. В. Серебрянный, Д. В. Лапин, А. А. Мокаева</i>	68
Повышение трещиностойкости материалов с использованием технологии лазерно-ударно-волновой обработки <i>Г. Ж. Сахвадзе</i>	76

АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Автоматизация анализа структуры материала детали на основе управляемых функциональных систем <i>В. Ф. Безъязычный, И. Н. Паламарь, Н. С. Азиков</i>	83
Прогнозирование точностных параметров автоматизированного технологического процесса гибки труб ГТД сложной пространственной формы <i>И. А. Бурлаков, Г. А. Мангасарян, Ю. А. Гладков, А. А. Кукулюк, Д. Э. Гордин</i>	90

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА, ДИАГНОСТИКА, ИСПЫТАНИЯ

Усиление фильтрации жидкости через пористую среду путем
волнового воздействия

А. С. Корнеев, С. Р. Ганиев

97

Экспериментальное наблюдение обкатки вертикальным гибким валом
жесткого статора

А. Н. Никифоров, А. Е. Шохин, О. В. Бармина

102

МЕХАНИКА МАШИН

УДК 621.01

**МЕТОД ПОСТРОЕНИЯ ПРОГРАММНЫХ ОТНОСИТЕЛЬНЫХ ДВИЖЕНИЙ
ДВУРУКИХ РОБОТОТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ**

© 2020 г. Е. И. Воробьев

*Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия**e-mail: evgeniv36@mail.ru*

Поступила в редакцию 02.09.2019 г.

Принята к публикации 27.03.2020 г.

В настоящей статье предложен метод координации движений рабочих звеньев двуруких робототехнических систем с шестью степенями свободы. Метод основан на введении матриц относительного положения выходных звеньев механизмов рук и решении обратных задач относительного положения манипуляторов. В качестве механизмов рук рассматриваются манипуляторы с тремя степенями свободы. Решены обратные задачи о положениях манипуляторов, позволяющие реализовать заданное относительное движение их выходных звеньев как твердых тел.

Ключевые слова: двурукая робототехническая система, манипуляционная система, механизм относительного манипулирования, программное движение, обратная задача, матрица относительного положения

DOI: 10.31857/S023571192004015X

Манипуляционную систему двурукого робота можно рассматривать как механизм относительного манипулирования с большим числом степеней свободы. Механизм относительного манипулирования широко применяется в технологических системах при обработке поверхностей и реализации заданных относительных траекторий инструмента на подвижной детали. При этом используются системы с двумя и тремя степенями свободы.

Развитие систем автоматизации производства, создание роботизированных производств, с одновременно функционирующими несколькими роботами, появление двуруких роботов требует развития методов построения и управления систем относительного манипулирования с числом степеней свободы от трех до двенадцати.

Вопросы классификации механизмов устройств относительного манипулирования впервые рассмотрены в работе [1]. В работах [1, 2] отмечены особенности устройств относительного манипулирования и решены вопросы анализа и синтеза устройств относительного манипулирования на основе механизмов с параллельной структурой. В работах [3–8] рассмотрены особенности построения алгоритмов управления двуруких роботов.

В настоящей статье рассмотрим задачи реализации заданных относительных движений рабочих звеньев двуруких роботов, в которых в качестве механических рук используются манипуляторы с тремя степенями свободы.

1. Манипуляционная система ВВП-ВПП. Рассмотрим манипуляционную систему ВВП-ВПП, содержащую два совместно работающих манипулятора: один с двумя вращательными и одной поступательной парами; второй с одной вращательной и двумя

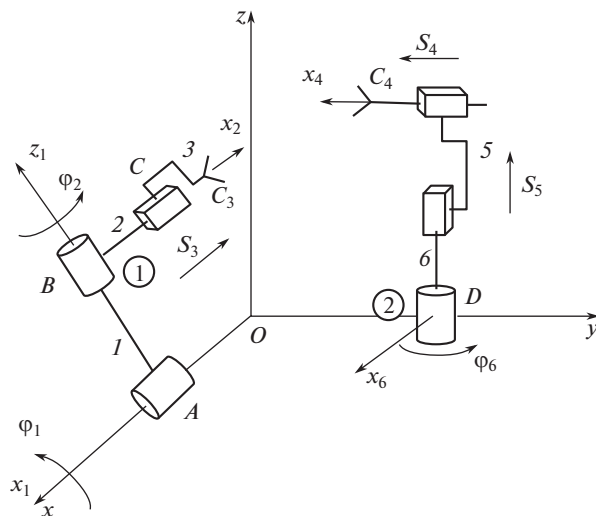


Рис. 1. Манипуляционная система ВВП-ВПП.

поступательными парами (рис. 1). Здесь и далее буквой “В” будем обозначать вращательные пары, буквой “П” поступательные.

Задача состоит в осуществлении заданного относительного движения выходного звена 4 манипулятора 2 относительно звена 3 манипулятора 1 по заданному закону. Этот закон движения будет задаваться матрицей четвертого порядка перехода от системы $C_3x_3y_3z_3$, связанной со звеном 3 к системе $C_4x_4y_4z_4$, связанный со звеном 4.

$$M_{43} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \alpha_{13} & a \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} & b \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} & c \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (1)$$

где α_{ij} ($i, j = 1, 2, 3$) являются функциями времени; a, b, c – координаты точки C_3 в системе $C_4x_4y_4z_4$.

Определению подлежат обобщенные координаты системы $\phi_1, \phi_2, s_3, s_4, s_5, \phi_6$ – относительные перемещения соседних звеньев манипуляторов. Со звеньями манипуляторов свяжем системы координат, как показано на рис. 1. Со звеном манипулятора 1 свяжем систему координат $Ax_1y_1z_1$, направив Ax_1 по оси вращательной пары А, со звеном 2 свяжем систему координат $Bx_2y_2z_2$, направив ось Bz_2 по оси пары В, а ось Bx_2 по направлению линейного перемещению звена 3, со звеном 3 свяжем систему координат $Cx_3y_3z_3$ направив ось Cx_3 параллельно оси Bx_2 , а ось Cz_3 параллельно оси Bz_2 . Со звеньями манипулятора 2 свяжем системы координат следующим образом: со звеном 6 свяжем систему координат $Dx_6y_6z_6$, направив ось Dz_6 по оси пары D и оси Dx_6 параллельно направлению линейного перемещения в поступательной паре звена. Со звеньями 5 и 4 свяжем системы координат, оси которых параллельны осям системы $Dx_6y_6z_6$.

Запишем матрицы ориентации и положения системы координат $C_3x_3y_3z_3$ в системе $Ox_0y_0z_0$ в виде двух матриц третьего порядка, используя переход через звенья манипулятора 2. Матрица ориентации имеет вид

$$L_{03}^{(2)} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_6 & -\sin \varphi_6 & 0 \\ \sin \varphi_6 & \cos \varphi_6 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \alpha_{13} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} \end{bmatrix} =$$

$$= \begin{bmatrix} \alpha_{11} \cos \varphi_6 - \alpha_{21} \sin \varphi_6 & \alpha_{12} \cos \varphi_6 + \alpha_{22} \sin \varphi_6 & \alpha_{13} \cos \varphi_6 - \alpha_{23} \sin \varphi_6 \\ \alpha_{11} \sin \varphi_6 + \alpha_{21} \cos \varphi_6 & \alpha_{12} \sin \varphi_6 + \alpha_{22} \cos \varphi_6 & \alpha_{13} \sin \varphi_6 + \alpha_{23} \cos \varphi_6 \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} \end{bmatrix}. \quad (2)$$

Координаты точки C_3 в системе $Ox_0y_0z_0$ равны

$$[x_{C_3}^{(2)}] = \begin{bmatrix} (a + s_4) \cos \varphi_6 - b_1 \sin \varphi_6 \\ (a + s_4) \sin \varphi_6 + b_1 \cos \varphi_6 \\ c + s_5 \end{bmatrix}, \quad (3)$$

здесь $b_1 = b_0 + b$, $b_0 = OD$.

Запишем матрицы, используя переход через звенья манипулятора 1, получим

$$L_{03}^{(1)} = L_{01}L_{13} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_1 \\ 0 & \sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \varphi_2 & -\sin \varphi_2 & 0 \\ \sin \varphi_2 & \cos \varphi_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Перемножив матрицы в (4) получим

$$L_{03}^{(1)} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_2 & \sin \varphi_2 & 0 \\ \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 & \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 & -\sin \varphi_1 \\ \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 & \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 & \cos \varphi_1 \end{bmatrix}. \quad (5)$$

Координаты точки C_3 в системе $Ox_0y_0z_0$ также равны

$$[x_{C_3}^{(1)}] = \begin{bmatrix} s_3 \cos \varphi_2 + a_0 \\ s_3 \sin \varphi_2 \cos \varphi_1 - l_1 \sin \varphi_1 \\ s_3 \sin \varphi_2 \sin \varphi_1 + l_1 \cos \varphi_1 \end{bmatrix}, \quad (6)$$

где $l_1 = AB$.

Приравняв элементы матриц (2) (5) и (3) (6) получим уравнения для определения выражений обобщенных координат, которые в данном случае являются управляющими функциями. Из этих уравнений получим

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \arccos \alpha_{33}, \\ \varphi_2 &= \arccos \frac{\alpha_{31}}{\alpha_{32}}, \\ \varphi_6 &= \arctg \frac{\alpha_{13}}{\alpha_{23}}. \end{aligned} \quad (7)$$

Перемещения s_3 , s_4 , s_5 в кинематических парах находятся из линейных уравнений $x_{C_3}^{(1)} = x_{C_3}^{(2)}$.

2. Манипуляционная система ВВВ-ППП. Рассмотрим манипуляционную систему типа ВВВ-ППП, состоящую из двух модулей-манипуляторов с открытой кинематической цепью.

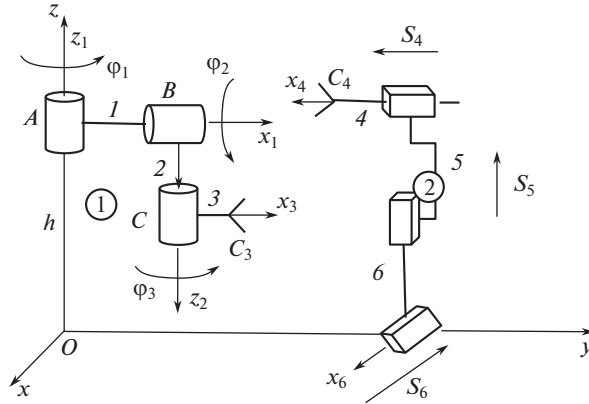


Рис. 2. Манипуляционная система ВВВ-ППП.

Первый манипулятор содержит три вращательные пары – В. Второй манипулятор содержит три поступательные кинематические пары – П, реализующие движение вдоль осей системы $Oxyz$ (рис. 2).

Со звеньями манипулятора 1 свяжем декартовы системы координат следующим образом: ось Az_1 системы координат $Ax_1y_1z_1$ первого звена направим по оси пары А, а ось Ax_1 по оси пары В, ось Bz_2 системы координат $Bx_2y_2z_2$ звена 2 направим по оси пары С, а ось Bx_2 по оси пары В, ось Cz_3 системы координат $Cx_3y_3z_3$ звена 3 направим по оси пары С, а ось Cx_3 по оси звена 3.

Задача состоит в реализации заданного закона движения звена 4 манипулятора 2 как твердого тела относительно звена 3 манипулятора 1. Относительное движение выходящих звеньев 3 и 4 будем определять матрицей четвертого порядка, как и для предыдущего механизма в виде (1).

Определению подлежат обобщенные координаты системы $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, s_4, s_5, s_6$ – относительные перемещения соседних звеньев.

Матрица ориентации L_{03} системы $Cx_3y_3z_3$ относительно системы $Oxyz$ равна

$$L_{03}^{(1)} = L_{01}L_{12}L_{23}, \text{ где } L_{01} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_1 & 0 \\ \sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$L_{12} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi_2 & -\sin \varphi_2 \\ 0 & \sin \varphi_2 & \cos \varphi_2 \end{bmatrix}; \quad L_{23} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_3 & -\sin \varphi_3 & 0 \\ \sin \varphi_3 & \cos \varphi_3 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

Для координат точки C_3 в неподвижной системе координат получим

$$x_{C_3}^{(1)} = \begin{bmatrix} (l_3 \cos \varphi_3 + l_1) \cos \varphi_1 + (l_3 \sin \varphi_3 \cos \varphi_2 - l_2 \sin \varphi_2) \sin \varphi_1 \\ (l_3 \cos \varphi_3 + l_1) \sin \varphi_1 + (l_3 \sin \varphi_3 \cos \varphi_2 - l_2 \sin \varphi_2) \cos \varphi_1 \\ l_3 \sin \varphi_3 \sin \varphi_2 + l_2 \cos \varphi_2 + h \end{bmatrix}. \quad (8)$$

Здесь $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ углы относительного поворота звеньев 1, 2, 3; $l_3 = CC_3$; $l_2 = BC$; $h = AO$; $l_1 = AB$.

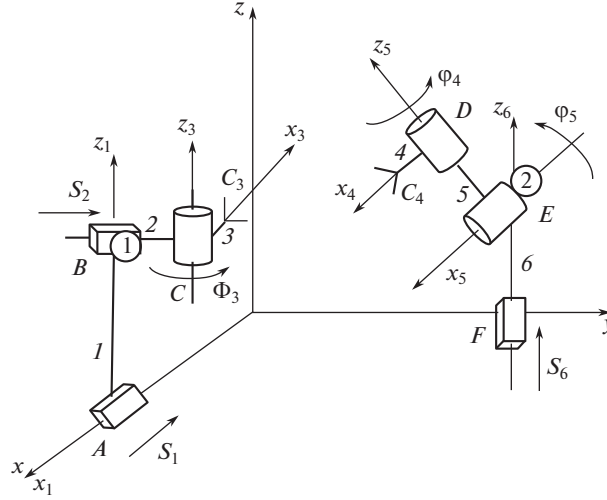


Рис. 3. Манипуляционная система ППВ-ПВВ.

Угловую ориентацию системы $C_3x_3y_3z_3$ относительно системы $Ox_1y_1z_1$ найдем, перемножая матрицы относительного поворота.

$$L_{03}^{(1)} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 \cos \varphi_3 - \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 \sin \varphi_3 & \cos \varphi_1 \sin \varphi_3 - \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 \cos \varphi_3 & \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 \\ \sin \varphi_1 \cos \varphi_3 + \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 \sin \varphi_3 & \sin \varphi_1 \sin \varphi_3 + \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 \cos \varphi_3 & \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 \\ \sin \varphi_2 \sin \varphi_3 & \sin \varphi_2 \cos \varphi_3 & \cos \varphi_2 \end{bmatrix}. \quad (9)$$

Матрица (8) и матрица (9) вместе образуют матрицу L_{03} четвертого порядка, определяющую положение и ориентацию звена 3 в неподвижной системе координат $Ox_1y_1z_1$. Матрица ориентации системы $C_3x_3y_3z_3$ в системе $Ox_1y_1z_1$ через звенья 2 в данном случае является единичной. Координаты точки C_3 в системе $Ox_1y_1z_1$ через параметры манипулятора 2.

$$[x_{C_3}^{(2)}] = \begin{bmatrix} s_6 + a \\ s_4 + b_1 \\ s_5 + h \end{bmatrix}. \quad (10)$$

Приравнявая соответствующие элементы матриц (8) и (10) получим уравнение для определения обобщенных координат системы, управляющих функций, реализующих заданное относительное перемещение выходных звеньев манипуляторов

$$\varphi_1 = \arctg \frac{\alpha_{13}}{\alpha_{23}}; \quad \varphi_2 = \arccos \alpha_{33}; \quad \varphi_3 = \arctg \left(-\frac{\alpha_{13}}{\alpha_{23}} \right); \quad s_6 = x_{C_3} - a;$$

$$s_5 = z_{C_3} - c - h; \quad s_4 = y_{C_3} - b_1.$$

3. Манипуляционная система ППВ-ПВВ. Рассмотрим манипуляционную систему, содержащую два манипулятора типа ППВ-ПВВ, где П – поступательная пара, В – вращательная пара (рис. 3).

Манипулятор 1 содержит две поступательные и одну вращательную кинематическую пары. При этом линейные перемещения звена осуществляются параллельно оси

Ох, перемещение звена 2 перпендикулярно перемещению звена 1. Ось вращения звена 3 перпендикулярна перемещению звена 2. Манипулятор 2 содержит одну поступательную и две вращательные кинематические пары, при этом, звено 6 совершает поступательные движения вдоль оси Oz, ось вращения звена 5 перпендикулярна направлению движения звена 6, ось вращения звена 4 перпендикулярна оси вращения звена 5.

Обобщенными координатами механизма являются величины относительных перемещений звеньев манипуляторов $s_1, s_2, \varphi_3, s_4, \varphi_5, \varphi_6$.

Выводными звеньями манипуляторов являются звенья 3 и 4.

Относительное положение звена 4 относительно звена 3 определяем матрицей M_{34} перехода от системы $C_4x_4y_4z_4$, связанной со звеном 4 к системе $C_3x_3y_3z_3$, связанной со звеном 3

$$M_{34} = \begin{bmatrix} \alpha_{ij} & r \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (11)$$

Левые три столбца и три строки представляют матрицу ориентации, где α_{ij} ($i, j = 1, 2, 3$) направляющие косинусы осей $C_4x_4y_4z_4$; $r = [a, b, c]^T$ — координаты точки C_4 в системе $C_3x_3y_3z_3$. Задача реализации заданного относительного движения выходных звеньев манипуляторов состоит в определении обобщенных координат по заданной матрице (11).

Для решения задачи со звеньями манипуляторов свяжем системы координат следующим образом: для манипулятора 1 со звеном 1 свяжем систему координат $A_1x_1y_1z_1$, направив ось Ax_1 по оси Ох, а ось Az_1 — параллельно Oz; со звеном 2 свяжем систему координат $Cx_2y_2z_2$, направив ось Cz_2 по оси пары С, параллельно оси z, а ось Cy_2 — параллельно Oy.

Для манипулятора 2 со звеньями свяжем системы координат следующим образом: со звеном 6 свяжем систему координат $Ex_6y_6z_6$ направив ось Ez_6 параллельно оси Oz, а ось x_6 по вращательной паре E; со звеном 5 свяжем систему координат $Ex_5y_5z_5$, направив ось Ex_5 по оси пары E, а ось z_5 по оси пары D. Со звеном 4 свяжем систему координат $Dx_4y_4z_4$ направив ось Dz_4 по оси пары D, а ось x_4 — по оси звена 4.

Запишем матрицу ориентации системы $C_4x_4y_4z_4$, связанной со звеном 4 в неподвижной системе координат через звенья манипулятора 1, получим

$$\begin{aligned} L_{04}^{(1)} &= \begin{bmatrix} \cos \varphi_3 & -\sin \varphi_3 & 0 \\ \sin \varphi_3 & \cos \varphi_3 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \alpha_{13} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} \alpha_{11} \cos \varphi_3 - \alpha_{21} \sin \varphi_3 & \alpha_{12} \cos \varphi_3 - \alpha_{22} \sin \varphi_3 & \alpha_{13} \cos \varphi_3 - \alpha_{23} \sin \varphi_3 \\ \alpha_{11} \sin \varphi_3 + \alpha_{21} \cos \varphi_3 & \alpha_{12} \sin \varphi_3 + \alpha_{22} \cos \varphi_3 & \alpha_{13} \sin \varphi_3 + \alpha_{23} \cos \varphi_3 \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (12)$$

Координаты точки C_4 в системе $Oxyz$ через параметры манипулятора 1 равны

$$[x_{C_4}^{(1)}] = \begin{bmatrix} (a + l_3) \cos \varphi_3 - b \sin \varphi_3 + s_1 \\ (a + l_3) \sin \varphi_3 + b \cos \varphi_3 + s_2 \\ C + l_1 \end{bmatrix}, \quad (13)$$

где l_1 и l_3 — длина звена 1 и 3.

Далее запишем матрицу M_{04} через звенья манипулятора 2. Матрица ориентации звена 4, равна

$$L_{04}^{(2)} = L_{06} L_{65} L_{54}, \quad (14)$$

где $L_{i, i-1}$ матрицы перехода от системы $(i-1)$ к системе i .

Подставляя их выражения в (14) и перемножая матрицы получим матрицу третьего порядка ориентации звена 4 в системе $Oxyz$

$$L_{03}^{(2)} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_4 & -\sin \varphi_4 & 0 \\ \cos \varphi_5 \sin \varphi_4 & \cos \varphi_5 \cos \varphi_4 & -\sin \varphi_5 \\ \sin \varphi_5 \sin \varphi_4 & \sin \varphi_5 \cos \varphi_4 & \cos \varphi_5 \end{bmatrix}. \quad (15)$$

Координаты точки C_4 в системе $Oxyz$ через параметры манипулятора 2 равны

$$[x_{C_4}^{(2)}] = \begin{bmatrix} l_4 \cos \varphi_4 \\ l_4 \sin \varphi_4 \cos \varphi_5 - l_5 \sin \varphi_5 \\ l_4 \sin \varphi_4 \sin \varphi_5 + l_5 \cos \varphi_5 + s_6 \end{bmatrix}. \quad (16)$$

Здесь l_4 и l_5 – длины звеньев 4 и 5; s_6 – перемещение звеньев 6 в паре F .

Приравнявая соответствующие элементы матриц (12), (15) и (13), (16) получим уравнения для определения выражений обобщенных координат, которые в данном случае являются управляющими функциями. Из этих уравнений получим

$$\begin{aligned} \varphi_3 &= \arctg \frac{\alpha_{13}}{\alpha_{23}}, \\ \varphi_4 &= \arctg \frac{\alpha_{31}}{\alpha_{32}}, \\ \varphi_5 &= \arccos \alpha_{33}, \\ s_1 &= l_4 \cos \varphi_4 - (a + l_3) \cos \varphi_3 + b \sin \varphi_3, \\ s_2 &= l_4 \sin \varphi_4 \cos \varphi_5 - l_5 \sin \varphi_5 - (a + l_3) \sin \varphi_3 - b \cos \varphi_3, \\ s_6 &= (C + l_1) - l_4 \sin \varphi_4 \sin \varphi_5 - l_5 \cos \varphi_5. \end{aligned} \quad (17)$$

Уравнения обобщенных координат манипуляторов согласно (17) реализуют заданное относительное движение их выходных звеньев согласно матрице (11).

Заключение. Получены соотношения для управляющих переменных, позволяющие реализовать заданное относительное движение двух твердых тел с шестью степенями свободы с помощью двух манипуляторов с тремя степенями свободы каждый. Оба манипулятора совместно должны иметь не менее трех вращательные кинематических пар. Полученные соотношения можно использовать для построения алгоритмов управления двуруких роботов с шестью степенями свободы.

ФИНАНСИРОВАНИЕ

Работа выполнена при поддержке гранта Российского фонда фундаментальных исследований проект № 19-08-00775.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Глазунов В.А. и др. Анализ и классификации устройств относительного манипулирования // Проблемы машиностроения и надежности машин 2009. № 4. С. 81.
2. Глазунов В.А., Ласточкин А.Б., Терехова А.Н. и др. Об особенностях устройств относительно манипулирования. Проблемы машиностроения и надежности машин. 2007. № 2. С. 77.

3. *Воробьев Е.И., Хатунцев Д.* Двухрукие роботы. Особенности построения алгоритмов управления движением // Автоматизация. Современные технологии. 2016. № 3. С. 19.
4. *Воробьев Е.И.* Новые механизмы для протезов рук и двухруких роботов. Новые механизмы в современной робототехнике / Под ред. В.А. Глазунова. Москва, 2018. С. 144.
5. *Chiacchio P., Chiaverini S., Siciliano B.* Direct and inverse kinematics for coordinated motion tasks of a two-manipulator systems // ASME J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control, in press, 1996.
6. *Caccavale F., Chiacchio P., Chiaverini S.* Task-space regulation of cooperative manipulators // Automatica, 36, 2000. P. 879.
7. *Nakano E., Ozaki S., Ishida T., Kato I.* Cooperational Control of the Anthropomorphous Manipulator "MELARM" / in Proc. 4th Int. Symp. on Industrial Robots, Tokyo, November 1974. P. 251.
8. *Luh J.Y.S., and Zheng Y.F.* Constrained relations between two coordinated industrial robots for motion control // Int. J. Robotics Research 6, No. 3, Fall, 1987. P. 60.

МЕХАНИКА МАШИН

УДК 534

ВИБРОТРАНСПОРТИРОВАНИЕ ТЕЛ
ПО НЕПОСТУПАТЕЛЬНО ВИБРИРУЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ© 2020 г. И. И. Блехман^{1,*}, В. Б. Васильков¹, Ю. А. Семенов¹¹ Институт проблем машиноведения РАН, Санкт-Петербург, Россия

*e-mail: iliya.i.blekhman@gmail.com

Поступила в редакцию 11.11.2019 г.

Принята к публикации 27.03.2020 г.

В статье ставится задача теории вибрационного транспортирования тел по поверхности, совершающей непоступательные, в частности, поворотные колебания; получены нелинейные дифференциальные уравнения движения тел по такой поверхности. Показано, что для случая, когда допустимо пренебречь влиянием центробежной и кориолисовой силами инерции, при нахождении локальной средней скорости вибротранспортирования можно воспользоваться результатами существующей теории, если ввести дополнительные параметры. Установлены существенные особенности возникающих движений, отмечен ряд возможных приложений. Обнаруженные закономерности подтверждены физическим экспериментом на вибрационном стенде.

Ключевые слова: вибротранспортирование, скорость вибротранспортирования, непоступательная вибрация, теория, эксперимент, приложения

DOI: 10.31857/S0235711920040033

Эффект транспортирования твердых и сыпучих тел по колеблющимся шероховатым поверхностям явился основой большого числа технических приложений. Теория этого эффекта сравнительно хорошо разработана для случаев, когда поверхность совершает плоскопараллельные поступательные колебания [1–6].

В настоящей статье рассматривается более сложная задача — о вибротранспортировании по шероховатой поверхности, совершающей непоступательные колебания. Такое исследование может послужить основой расширения возможностей использования вибрационной техники.

В качестве базовой модели в теории вибротранспортирования рассматривается движение плоской твердой частицы. Даже в таком виде задача приводит к существенно нелинейным “негладким” дифференциальным уравнениям, что обусловлено наличием силы сухого трения и неудерживающей связью. Основной задачей при этом является нахождение средней за период колебаний скорости движения частицы в устойчивых установившихся режимах. Более сложной является задача о вибротранспортировании по непоступательно колеблющейся поверхности. На рис. 1 представлены расчетные схемы движения частицы по поверхности, которая совершает поступательные (рис. 1а) или непоступательные (рис. 1б) колебания, связанные с поворотом поверхности относительно некоторой точки O .

На рис. 1: (x, y) — подвижная система координат, жестко связанная с вибрирующей поверхностью, J — сила инерции, J_t — тангенциальная сила инерции в относительном движении, J_c и J_k — центробежная и кориолисова силы инерции, mg — сила тяжести,

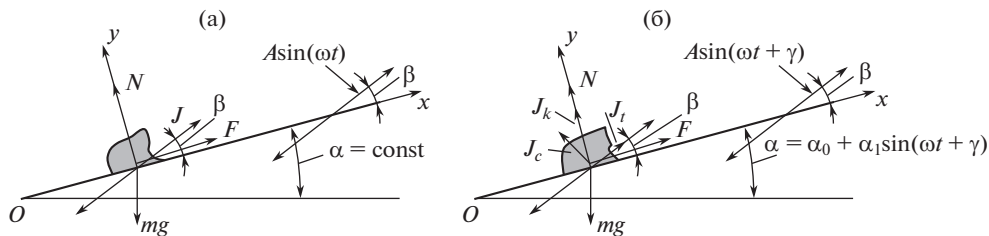


Рис. 1. Частица на вибрирующей шероховатой поверхности: (а) – случай поступательной вибрации; (б) – случай непоступательной вибрации.

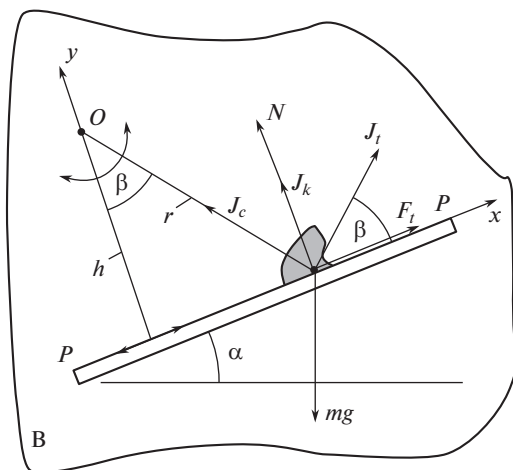


Рис. 2. Силы в относительном движении частицы по непоступательно колеблющейся плоской поверхности.

N – нормальная реакция, F – сила сухого трения, α – угол наклона поверхности к горизонту, β – угол вибрации.

Как видно, при непоступательных колебаниях в относительном движении добавляются центробежная и кориолисова силы инерции. Кроме того, параметры, связанные с силой тяжести частицы, оказываются функциями времени.

Уравнения движения. Рассмотрим движение частицы по плоскости PP (рис. 2), расположенной на твердом теле B , совершающем поворотные колебания по закону

$$\alpha = \alpha_0 + \alpha_1 \sin \omega t, \quad (1)$$

вокруг некоторого центра O ($\alpha_0 = \text{const}$, $\alpha_1 = \text{const}$).

Уравнение относительного движения частицы вдоль плоскости можно записать в виде

$$m\ddot{x} = -mg \sin \alpha - mr\ddot{\alpha} \cos \beta + mr\dot{\alpha}^2 \sin \beta + F, \quad (2)$$

где ось x направлена вдоль плоскости, а ось y – ей перпендикулярна.

Сила сухого трения F , определяется соотношениями

$$F = \begin{cases} -fN & \text{при } \dot{x} > 0, \\ fN & \text{при } \dot{x} < 0, \\ -f_1N < F < f_1N & \text{при } \dot{x} = 0, \end{cases} \quad (3)$$

где f_1 и f — соответственно коэффициенты трения покоя и скольжения; N — нормальная реакция

$$N = mg \cos \alpha + mr\ddot{\alpha} \sin \beta + mr\dot{\alpha}^2 \cos \beta + 2m\dot{\alpha}\dot{x}. \quad (4)$$

Частица остается на вибрирующей поверхности при $N > 0$, т.е.

$$N/m = g \cos \alpha + r\ddot{\alpha} \sin \beta + r\dot{\alpha}^2 \cos \beta + 2\dot{\alpha}\dot{x} > 0. \quad (5)$$

При покое частицы на плоскости ($x = \text{const}$) сила трения F определяется из (2)

$$F = mg \sin \alpha + mr\ddot{\alpha} \cos \beta - mr\dot{\alpha}^2 \sin \beta, \quad (6)$$

и поэтому, согласно (3), частица продолжает оставаться в покое на плоскости в любой момент времени, если $\pm F \leq f_1 N$. После преобразований последнее неравенство принимает вид

$$\mp g \sin(\alpha \pm \rho_1) \mp r\ddot{\alpha} \cos(\beta \mp \rho_1) \mp r\dot{\alpha}^2 \sin(\beta \mp \rho_1) < 0. \quad (7)$$

Здесь и далее верхние знаки относятся к возможным или реальным движениям частицы вперед ($\dot{x} > 0$), а нижние — назад ($\dot{x} < 0$); $\rho_1 = \arctg f_1$.

Уравнение движения частицы по плоскости (2) при учете выражений (1), (3), (4), можно представить в форме

$$\begin{aligned} \ddot{x} = & \frac{1}{\cos \rho} [-g \sin(\alpha_0 + \alpha_1 \sin \omega t) \pm \rho] + \alpha_1 r \omega^2 \cos(\beta \mp \rho) \sin \omega t \mp \\ & \mp r \alpha_1^2 \omega^2 \sin(\beta \mp \rho) \cos^2 \omega t + 2\alpha_1 \dot{x} \omega \sin \rho \cos \omega t], \end{aligned} \quad (8)$$

($\rho = \arctg f$).

В этом уравнении r и β являются функциями координаты x (рис. 2)

$$r = \sqrt{x^2 + h^2}, \quad \beta = \arcsin(x/r),$$

где $h = \text{const}$ — расстояние от центра колебаний O до вибрирующей плоскости (рис. 2).

Различные возможные случаи взаимного расположения плоскости PP и центра колебаний O показаны на рис. 3, где случаи I и II соответствуют расположению точки O выше плоскости и разным углам наклона вибрации, а случаи III и IV — расположению точки O ниже плоскости и разным углам наклона вибрации.

Если принять, что ось x всегда направлена от точки O_1 к периферии и угол вибрации β острый (рис. 3), то в случае II в формуле (8) следует α заменить на $-\alpha$, в случае III — величину x заменить на $-x$, а в случае IV — величину α заменить на $-\alpha$ и x заменить на $-x$.

Упрощение уравнения движения, сведение к задаче о поступательной вибрации. Уравнение (8) достаточно сложно для аналитического решения. Поэтому рассмотрим возможности упрощения решения. Заметим, что обычно величина $\dot{x}$ имеет порядок $r\alpha_1\omega$, а величина силы тяжести mg имеет порядок тангенциальной силы инерции. Тогда величины центробежной и кориолисовой сил имеют порядок α_1 по сравнению с силой тяжести и тангенциальной силой инерции. Поэтому, если амплитуда поворотных колебаний тела α_1 сравнительно мала, то центробежной силой инерции и силой инерции Кориолиса можно пренебречь по сравнению с прочими силами, а уравнение (8) и

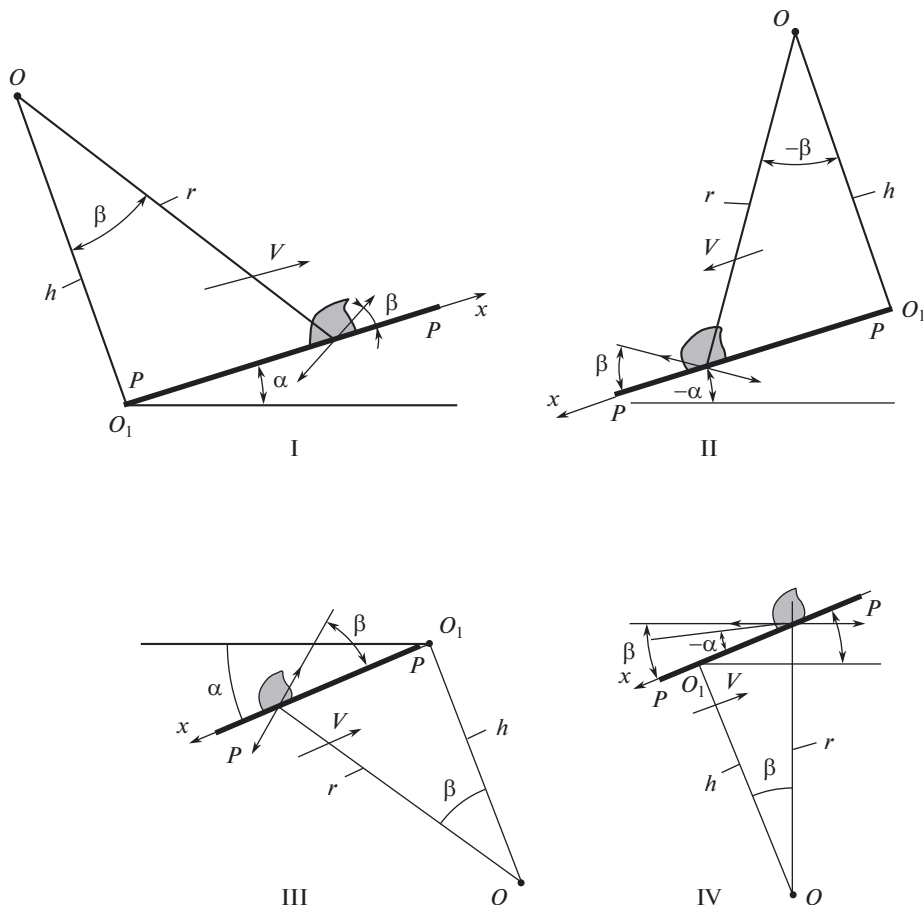


Рис. 3. Различные случаи взаимного расположения плоскости и центра колебаний.

формулы (4)–(7) линеаризовать относительно α_1 . Для случая расположения точки O выше плоскости и направления оси x от точки O_1 к периферии (рис 3а; случай I) уравнения (5)–(8) примут вид

$$\begin{aligned}
 N/m &= g \cos \alpha_0 - A \omega^2 \sin \beta \sin \omega t - g \alpha_1 \sin \alpha_0 \sin \omega t, \\
 \mp g \sin(\alpha_0 \pm \rho_1) \pm A \omega^2 \cos(\beta \mp \rho_1) \sin \omega t \mp g \cos(\alpha_0 \pm \rho_1) \sin \omega t &< 0, \\
 \ddot{x} &= \frac{1}{\cos \rho} \left| -g \sin(\alpha_0 \pm \rho) + A \omega^2 \cos(\beta \mp \rho) \sin \omega t - g \alpha_1 \cos(\alpha_0 \pm \rho) \sin \omega t \right|.
 \end{aligned}
 \tag{9}$$

Здесь $A = r \alpha_1 = \alpha_1 \sqrt{x^2 + h^2}$; A – амплитуда вибрации точки плоскости с координатой x .

Данное приближение вполне достаточно для приложений к задачам теории вибрационных устройств и технологий, когда α_1 обычно меньше 20° . Оно достаточно и в задаче о поведении незакрепленных грузов на судах в условиях качки. Другое серьезное упрощение связано с тем, что смещение частицы за период колебаний $T = 2\pi/\omega$ срав-

нительно мало, так что при решении уравнения (9) зависимости β , r и A от x можно учитывать чисто параметрически, т.е. считать эти величины “локально постоянными”.

Введем обозначение $A_{\pm}^{\text{eff}} = A \left[1 - \frac{g}{r\omega^2} \frac{\cos(\alpha_0 \pm \rho)}{\cos(\beta \mp \rho)} \right]$. Уравнение движения (9) представим в форме

$$\ddot{x} = \frac{1}{\cos \rho} \left[-g \sin(\alpha_0 \pm \rho) + A_{\pm}^{\text{eff}} \omega^2 \cos(\beta \mp \rho) \sin \omega t \right].$$

Это уравнение с точностью до обозначений совпадает с соответствующим уравнением движения частицы по прямолинейно и поступательно вибрирующей плоскости [1, 2]. Поэтому для вычисления средней скорости движения частицы можно воспользоваться приведенными в указанных книгах формулами и таблицами. Существенное различие состоит только в необходимости учета зависимости $A_{\pm}^{\text{eff}}$ от направления движения частицы от координаты x (параметрически).

Параметры $z_{\pm}$, $\delta_{\pm}$ и $\gamma_{\pm}$, от которых зависит скорость вибротранспортирования, вычисляются по формулам

$$z_{\pm} = \frac{g}{A_{\pm}^{\text{eff}} \omega^2} \frac{\sin(\alpha_0 \pm \rho)}{\cos(\beta \mp \rho)}, \quad \delta_{+} = \arcsin z_{+}, \quad \gamma_{-} = -\arcsin z_{-}.$$

Экспериментальные данные, сопоставление с результатами теории. Целью экспериментов была проверка некоторых основных результатов теоретических исследований. Эксперименты проводились на специальном вибрационном стенде [3], позволяющем, в частности, получать поворотные гармонические колебания рабочего стола относительно некоторой точки (центра инерции стола). Такие колебания возбуждались двумя номинально одинаковыми самосинхронизирующимися дебалансными вибровозбудителями. При вращении роторов возбудителей в одинаковом направлении имеет место устойчивый режим противофазного вращения роторов.

Экспериментальная установка представлена на рис. 4. Фанерная прямоугольная пластина 3 с размерами 900 × 260 мм и толщиной 8 мм жестко прикреплена к столу стенда. Жесткость пластины при колебаниях обеспечивалась стальными ребрами. В основной серии опытов пластина располагалась горизонтально на расстоянии $h = 175$ мм выше центра поворотных колебаний O , совпадающего с центром тяжести рабочего стола стенда. В качестве перемещающегося груза использован медный цилиндр диаметром 39 мм, высотой 24.5 мм, массой 241.75 г. Частота вибрации $\omega = 31.4$ 1/с (5 Гц), амплитуда угловых колебаний $\alpha_1 = 1.3^\circ$. Путем измерения соответствующего угла наклона фанерной пластины с грузом было определено значение коэффициента трения $f = 0.19$.

Во время эксперимента груз первоначально размещался у края пластины и определялось перемещение груза во времени. Эта схема проведения эксперимента соответствовала случаю IV (рис. 3).

С помощью секундомера регистрировалось прохождение груза через метки на пластине, расположенные на расстояниях 5, 10, 20, 30, 40 см от оси симметрии на поверхности пластины.

Погрешность измерений перемещения груза по пластине не превышала 5%. Результаты представлены на рис. 5а. По результатам эксперимента определена средняя скорость движения цилиндра по плоскости в различных положениях. Результаты подсчетов представлены точками на рис. 5б. Там же изображена сплошная линия, полученная путем теоретических расчетов при данных соответствующих условиям эксперимента ($f = 0.19$ мм, $h = 155$ мм, $\alpha_1 = 1.3^\circ$, A и β) — при соответствующих значениях координаты x).

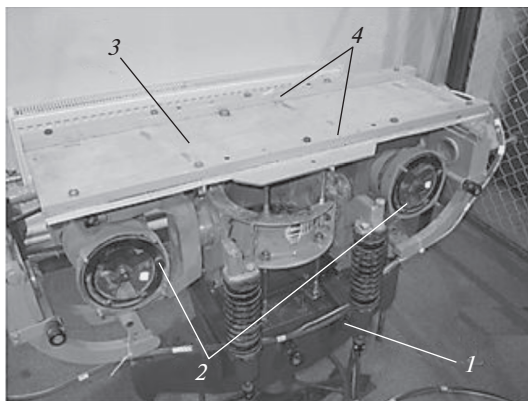


Рис. 4. Экспериментальная установка: 1 – вибрационный стенд; 2 – дебалансные вибровозбудители; 3 – пластина; 4 – ребра жесткости.

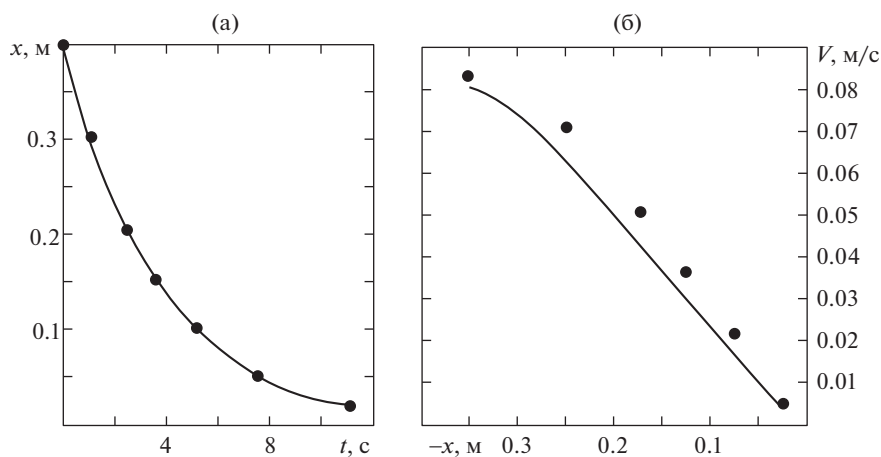


Рис. 5. (а) – перемещение медного цилиндра по фанерной плоскости в зависимости от времени t в условиях опытов; (б) – средняя скорость перемещения V в зависимости от координаты x (точки – экспериментальные данные, линия – результат расчета).

При расчетах учитывалось, что при использовании самосинхронизации средний угол наклона плоскости к горизонту может несколько измениться из-за разброса параметров электродвигателей и вибраторов. На основе выполненных оценок соответствующее отклонение $\Delta\alpha_0$ было принято равным -5° , так что $\alpha_0 = \Delta\alpha_0 = -5^\circ$.

В пределах погрешности расчетные и экспериментальные данные совпадают.

Во второй серии опытов подтверждено теоретическое заключение о зависимости направления движения частицы от взаимного расположения центра колебаний и плоскости (рис. 6). При расположении центра O ниже плоскости движение происходит от центра симметрии плоскости O_1 к ее краю с нарастающей средней скоростью, а в противном случае частица движется к центру O_1 , а скорость убывает и происходит “застывание” частицы на некотором расстоянии от центра O_1 . Это связано с тем, что,

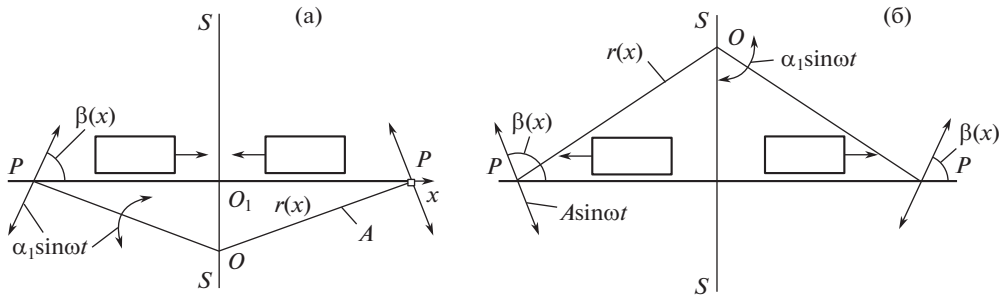


Рис. 6. Направление движения частицы при поворотных колебаниях плоскости: (а) – центр колебаний O ниже плоскости, (б) – центр колебаний O выше плоскости.

чем ближе частица находится от центра O_1 , тем меньше угол $\beta = \arcsin(x/r)$ (рис. 6). При $x \approx 0$ частица либо покоится на плоскости, либо, вследствие симметрии, совершает в течение периода колебаний примерно одинаковые смещения в обоих направлениях.

Приложение к проблеме судов, перевозящих незакрепленные грузы в условиях качки. Океанские суда, перевозящие незакрепленные грузы, переворачиваются при штормовой качке. Этой проблеме в литературе уделяется значительное внимание [8–12].

Незакрепленные грузы при качке находятся в условиях, которые соответствуют нахождению на поверхности, совершающей поворотные колебания. Поведению грузов в условиях бортовой качки посвящены публикации [9–12]. В частности, в работе [10] использованы простейшие элементы изложенной теории, причем, эффективный коэффициент сухого трения при качке можно еще понизить за счет слабых высокочастотных колебательных или ударных воздействий на груз, вызванных работой корабельной машины [13].

Приложение к проблемам вибрационных технологических устройств. Особенности эффекта вибротранспортирования материала по непоступательно колеблющейся поверхности можно использовать при создании новых вибрационных процессов и технологий [2, 13]. Отметим некоторые такие особенности: 1) непоступательные, в частности, поворотные колебания обеспечивают изменение (уменьшение или увеличение) средней скорости материала по мере его продвижения вдоль вибрирующей поверхности. Это благоприятно для ряда технологических процессов; 2) поворотные колебания можно использовать для возбуждения циркулирующих потоков сыпучей среды; 3) поворотные колебания тела достаточно просто возбуждаются одним дебалансным вибратором или двумя самосинхронизирующимися вибраторами [2].

Заключение. В настоящей статье представлена задача о движении тела (частицы) по вибрирующей плоскости, совершающей непоступательные (в частности, поворотные) колебания. Эта задача представляет интерес для приложений к проблемам вибрационных технологий. Она возникает при рассмотрении особенностей поведения незакрепленных грузов на океанских судах в условиях качки. Выполненное исследование послужит толчком для усовершенствований и изобретений. Показано, что для вычисления средней скорости движения тела можно использовать известные результаты, если ввести некоторые преобразованные параметры. Приведены результаты экспериментов, согласующиеся с теоретическими данными и иллюстрирующие особенности возникающих движений.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Блехман И.И., Джанелидзе Г.Ю. Вибрационное перемещение. М.: Наука, 1964. 410 с.
2. Вибрации в технике: Справочник: В 6-ти т. Том. 4. Вибрационные процессы и машины. Под ред. Э.Э. Лавендела. М.: Машиностроение, 1981. 509 с.
3. Lyan I.P., Panovko G.Y. Modelling the granular medium dynamics on rough vibrating plane using method of large particles // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, **489** (2019) 012039, P. 1. IOP Publishing.
<https://doi.org/10.1088/1757-899X/489/1/012039>
4. Пановко Г.Я. Динамика вибрационных технологических процессов. М. Ижевск: Научно-издательский центр "Регулярная и хаотическая динамика", Библиогр. 2006. С. 174. ISBN 5-93972-595-3 <http://www.rcd.ru/details/1036>
5. Яцун С.Ф., Пановко Г.Я., Лупехина И.В. Динамика трехмассовой вибрационной системы при ее движении по шероховатой плоскости // Известия Юго-Западного государственного университета. 2012. № 2-1. С. 84а.
6. Гончаревич И.Ф., Фролов К.В. Теория вибрационной техники и технологии. М.: Наука, 1981. 319 с.
7. Блехман И.И., Вайсберг Л.А., Лавров Б.П., Васильков В.Б., Якимова К.С. Универсальный вибрационный стенд: опыт использования в исследованиях, некоторые результаты // Научно-технич. ведомости СПбГТУ. 2003 № 3 (33). С. 224.
8. Гарькавый В.В. Динамика судна со смещающимися грузами при больших наклонениях. Автореф. ... докт. техн. наук / Л.: Ленингр. гос. морской техн. ун-т. 1991.
9. Москаленко М.А. Методические основы обеспечения конструктивной безопасности морских судов: автореф. ... докт. техн. наук. Владивосток: МГУ им. адм. Г.И. Невельского, 2006.
10. Блехман И.И., Демидов И.В., Семенов Ю.А. К проблеме аварий судов со смещающимися грузами // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2017. № 1. С. 9.
11. Lin H., Yim S.C.S. Chaotic Roll motion and Capsize of Ships under Periodic Excitation with Random Noise. Applied Ocean Research, 17, 1995.
12. Nayfeh A.H., Khdeir A.A. Non-linear Rolling of Ships in Regular Beam Seas // International Shipbuilding Progress. 1986. V. 33. № 379.
13. Блехман И.И., Вайсберг Л.А., Васильков В.Б. Механизм снижения эффективного сухого трения при ударных и вибрационных воздействиях (к теории техногенных сейсмических явлений) // Доклады академии наук. 2017. Т. 474. № 2. С. 168.

МЕХАНИКА МАШИН

УДК 621.771.062.3

ПОСТРОЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРИВОДА КЛЕТИ
СКОБЫ РЕДУКЦИОННОГО СТАНА

© 2020 г. Л. А. Чумакова

*Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина,
Екатеринбург, Россия**e-mail: chumakova.larisa@list.ru*

Поступила в редакцию 08.02.2019 г.

Принята к публикации 27.03.2020 г.

В статье рассмотрены проблемы расчета и выбора приведенной модели для изучения динамического нагружения рабочей клетки скобы редукционного стана. Разработана и проанализирована расчетная схема, получена система дифференциальных уравнений для исследования динамических процессов в приводе. Изложен порядок расчета динамического нагружения, представлены формулы для расчета и приведения моментов инерции, жесткости и моментов, входящих в расчет упругих звеньев, произведено обоснование выбора расчетной динамической модели. Представлена система дифференциальных уравнений для расчета динамики нагружения привода клетки скобы редукционного стана.

Ключевые слова: редукционный стан, скоба, клеть, момент инерции, расчетная динамическая модель, система дифференциальных уравнений движения масс

DOI: 10.31857/S0235711920040069

Редукционные станы при поштучном редуцировании в момент захвата переднего конца и при выходе заднего конца трубы испытывают повышенные динамические нагрузки. Исследованиями снижения динамических нагрузок в линии прокатных станов занимались многие ученые, однако эти процессы до настоящего времени не исследованы в полной мере [1–6]. Актуальной задачей является снижение динамических нагрузок в приводе рабочей клетки скобы, повышение ее надежности и долговечности, увеличение производительности стана за счет снижения простоев, роста выпуска продукции, снижения стоимости труб.

Цель работы. Создание новой приведенной и математической модели привода клетки скобы на основе многомассовой системы, испытывающей переменные нагрузки с целью снижения уровня динамической загруженности.

Методика проведения исследования. В прикладной динамике машин составление физической и математической моделей является одним из ответственных этапов, т.к. от точности определения параметров реальной машины и математического описания физических процессов зависит точность динамических расчетов [4].

Физическая модель скобы редукционного стана с зубчатыми передачами — сложная, разветвленная система. При составлении физической модели (рис. 1) основным является обоснованный выбор минимального числа дискретных (сосредоточенных) масс, имея в виду, что сложность математического решения задачи по расчету в значительной степени возрастает с увеличением их числа.

Для аналитических исследований динамических явлений редукционного стана рассчитана ее эквивалентная (приведенная) модель, так что количественные и качествен-

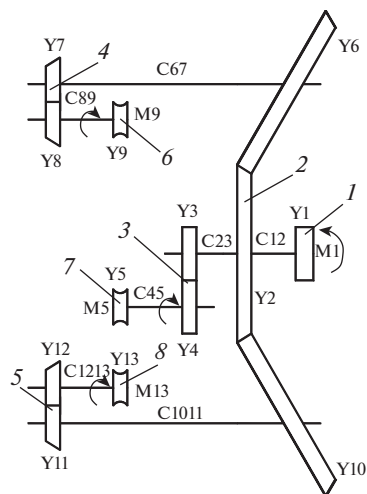


Рис. 1. Кинематическая схема привода клетки скобы 1 – электродвигатель, 2 – тройной конический редуктор, 3 – цилиндрический редуктор, 4, 5 – двойной конический редуктор, 6, 7, 8 – прокатный валок, $Y_1, Y_2, \dots, Y_{12}$ – момент инерции масс на валах, $C_{12}, C_{23}, \dots, C_{1213}$ – коэффициент жесткости участков валов, $M_1, M_2, \dots, M_{13}$ – внешний момент, приложенный к массам на участках валов.

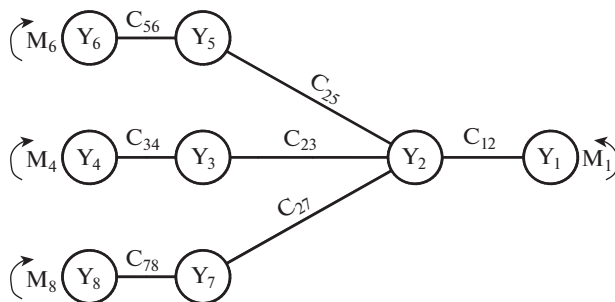


Рис. 2. Приведенная модель привода клетки скобы (расчетная схема) $Y_1, Y_2, \dots, Y_8$ – приведенные моменты инерции масс на валах, $C_{12}, C_{23}, \dots, C_{78}$ – приведенные коэффициенты жесткости участков валов, $M_1, M_2, \dots, M_8$ – приведенный внешний момент, приложенный к массам на участках валов.

ные результаты исследований модели с достаточной точностью (рис. 2) совпадают с результатами испытаний стана. Эффективным приемом исследования такой системы является представление ее как приведенной системы со сосредоточенными параметрами. При моделировании можно определить параметры нагружения, связанные с высоким уровнем динамических нагрузок, установить влияние зазоров в зубчатых передачах и распределение максимальных амплитуд моментов крутильных колебаний по элементам главной линии стана [4].

Эквивалентная система скобы состоит из упругого валопровода, принимаемого как не имеющего массы, на котором располагаются сосредоточенные массы. Крутильные колебания такой системы определяются значениями моментов инерции масс относительно оси вала и крутильными жесткостями участков валопровода между ними. При

составлении эквивалентной системы диаметр эквивалентного вала выбираем постоянным, а массы отдельных участков действительного вала сосредоточиваем в местах концентрации масс (муфты, зубчатые колеса).

Использование математической модели скобы в процессе проектирования позволит оценить нагруженность зубчатых передач, определить конструктивные и динамические параметры привода в целях снижения уровня динамических нагрузок.

Математическая модель скобы редукционного стана включает в себя восьми массовую механическую систему, учитывающую зазоры, параметры зубчатых передач и электропривод.

Определение приведенных инерционных масс, параметров жесткости и приведенных нагрузок для расчетной схемы (рис. 2) производится по одному алгоритму путем приведения всех звеньев привода к валу двигателя [4].

$$(Y_j)^k = (Y_j)^i \left(\frac{\omega_i}{\omega_k} \right)^2 = (Y_j)^i u^2,$$

где ω_i – угловая скорость i -го вала; ω_k – угловая скорость k -го вала; $(Y_j)^i$ – момент инерции j -й массы на i -м валу; $(Y_j)^k$ – приведенный к k -му валу момент инерции j -й массы на i -м валу; u – передаточное число.

$$(C_j)^k = (C_j)^i \left(\frac{\omega_i}{\omega_k} \right)^2 = (C_j)^i u^2,$$

где $(C_j)^i$ – коэффициент жесткости j -го участка i -го вала; $(C_j)^k$ – приведенный к k -му валу коэффициент жесткости j -го участка i -го вала.

$$(M_j)^k = (M_j)^i \left(\frac{\omega_i}{\omega_k} \right)^2 = (M_j)^i u,$$

где $(M_j)^i$ – внешний момент, приложенный к j -й массе на i -м участке; $(M_j)^k$ – приведенный к k -му валу внешний момент, действующий на j -ю массу на i -м участке.

После приведения всех звеньев привода к валу двигателя получим систему дифференциальных уравнений движущих масс, описывающую динамические процессы в приводной линии восьми массовой системы без учета затухания колебаний.

Этап приведения выглядит следующим образом:

$$Y_1 = Y1,$$

$$Y_2 = Y6 \left(\frac{\omega_{67}}{\omega_{12}} \right)^2 + Y10 \left(\frac{\omega_{1011}}{\omega_{12}} \right)^2 + Y2 \left(\frac{\omega_{23}}{\omega_{12}} \right)^2 = Y6u_1^2 + Y10u_2^2 + Y2u_3^2,$$

$$Y_3 = Y3 \left(\frac{\omega_{23}}{\omega_{12}} \right)^2 + Y4 \left(\frac{\omega_{45}}{\omega_{12}} \right)^2 = Y3u_3^2 + Y4u_4^2,$$

$$Y_4 = Y5 \left(\frac{\omega_{45}}{\omega_{12}} \right)^2 = Y5u_4^2,$$

$$Y_5 = Y7 \left(\frac{\omega_{67}}{\omega_{12}} \right)^2 + Y8 \left(\frac{\omega_{89}}{\omega_{12}} \right)^2 = Y7u_1^2 + Y8u_5^2,$$

$$Y_6 = Y9 \left(\frac{\omega_{89}}{\omega_{12}} \right)^2 = Y9u_5^2,$$

$$Y_7 = Y_{11} \left(\frac{\omega_{1011}}{\omega_{12}} \right)^2 + Y_{12} \left(\frac{\omega_{1213}}{\omega_{12}} \right)^2 = Y_{11} u_2^2 + Y_{12} u_6^2,$$

$$Y_8 = Y_{13} \left(\frac{\omega_{1213}}{\omega_{12}} \right)^2 = Y_{13} u_6^2.$$

Результаты и обсуждения исследования. Система дифференциальных уравнений движения масс, описывающая динамические процессы в приводной линии восьмимассовой системы без учета затухания колебаний, согласно расчетной схеме имеет вид [4]

$$Y_1 \frac{d^2}{d\tau^2} \Phi_1 = M_1 - C_{12} (\Phi_1 - \Phi_2),$$

$$Y_2 \frac{d^2}{d\tau^2} \Phi_2 = C_{12} (\Phi_1 - \Phi_2) - C_{23} (\Phi_2 - \Phi_3) - C_{25} (\Phi_2 - \Phi_5) - C_{27} (\Phi_2 - \Phi_7),$$

$$Y_3 \frac{d^2}{d\tau^2} \Phi_3 = C_{23} (\Phi_2 - \Phi_3) - C_{34} (\Phi_3 - \Phi_4),$$

$$Y_4 \frac{d^2}{d\tau^2} \Phi_4 = C_{34} (\Phi_3 - \Phi_4) - M_4,$$

$$Y_5 \frac{d^2}{d\tau^2} \Phi_5 = C_{25} (\Phi_2 - \Phi_5) - C_{56} (\Phi_5 - \Phi_6),$$

$$Y_6 \frac{d^2}{d\tau^2} \Phi_6 = C_{56} (\Phi_5 - \Phi_6) - M_6,$$

$$Y_7 \frac{d^2}{d\tau^2} \Phi_7 = C_{27} (\Phi_2 - \Phi_7) - C_{78} (\Phi_7 - \Phi_8),$$

$$Y_8 \frac{d^2}{d\tau^2} \Phi_8 = C_{78} (\Phi_7 - \Phi_8) - M_8,$$

где $Y_1, Y_2, Y_3, \dots, Y_8$ — приведенные моменты инерции масс скобы, кН м с²; $\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3, \dots, \Phi_8$ — углы поворота этих масс при колебании, рад; $C_{12}, C_{23}, C_{25}, C_{27}, C_{34}, C_{56}, C_{78}$ — приведенные жесткости участков вала между массами, кН м/рад; M_1, M_4, M_6, M_8 — внешние моменты, приложенные к соответствующим массам систем, кН м; τ — время, с.

Дифференциальные уравнения можно записать в более удобном для расчета виде — в форме моментов сил упругости по методу С.Н. Кожевникова. Особенностью метода С.Н. Кожевникова является то, что дифференциальные уравнения связывают внешние моменты с моментами сил упругости, а не с углами закручивания масс, как в других методах. При этом сокращается число дифференциальных уравнений в системе и решение получается в форме моментов сил упругости, что упрощает расчеты [4, 6].

После несложных преобразований, вычитая последующее уравнение из предыдущего, имея в виду что

$$M_{ij} = C_{ij} (\Phi_i - \Phi_j), \quad \frac{d^2}{d\tau^2} M_{ij} = C_{ij} \left(\frac{d^2}{d\tau^2} \Phi_i - \frac{d^2}{d\tau^2} \Phi_j \right),$$

получим

$$\frac{d^2}{d\tau^2} M_{12} = \frac{M_1}{Y_1} C_{12} - C_{12} \frac{Y_2 + Y_1}{Y_1 Y_2} M_{12} + \frac{C_{12}}{Y_2} M_{23} + \frac{C_{12}}{Y_2} M_{25} + \frac{C_{12}}{Y_2} M_{27},$$

$$\begin{aligned}\frac{d^2}{d\tau^2} M_{23} &= \frac{C_{23}}{Y_2} M_{12} - C_{23} \frac{Y_2 + Y_3}{Y_3 Y_2} M_{23} - \frac{C_{23}}{Y_2} M_{25} - \frac{C_{23}}{Y_2} M_{27} + \frac{C_{23}}{Y_3} M_{34}, \\ \frac{d^2}{d\tau^2} M_{25} &= \frac{C_{25}}{Y_2} M_{12} - \frac{C_{25}}{Y_2} M_{23} - C_{25} \frac{Y_2 + Y_5}{Y_5 Y_2} M_{25} - \frac{C_{25}}{Y_2} M_{27} + \frac{C_{25}}{Y_5} M_{56}, \\ \frac{d^2}{d\tau^2} M_{27} &= \frac{C_{27}}{Y_2} M_{12} - \frac{C_{27}}{Y_2} M_{23} - \frac{C_{27}}{Y_2} M_{25} - C_{27} \frac{Y_2 + Y_7}{Y_7 Y_2} M_{27} + \frac{C_{27}}{Y_7} M_{78}, \\ \frac{d^2}{d\tau^2} M_{34} &= \frac{M_4}{Y_4} C_{34} + \frac{C_{34}}{Y_3} M_{23} - C_{34} \frac{Y_5 + Y_3}{Y_3 Y_4} M_{34}, \\ \frac{d^2}{d\tau^2} M_{56} &= \frac{M_6}{Y_6} C_{56} + \frac{C_{56}}{Y_5} M_{25} - C_{56} \frac{Y_6 + Y_5}{Y_5 Y_6} M_{56}, \\ \frac{d^2}{d\tau^2} M_{78} &= \frac{M_8}{Y_8} C_{78} + \frac{C_{78}}{Y_7} M_{27} - C_{78} \frac{Y_8 + Y_7}{Y_7 Y_8} M_{78},\end{aligned}$$

где $M_{ij} = C_{ij}(\Phi_i - \Phi_j)$ – моменты сил упругости на участке линии передачи между i -й и j -й массами.

При рассмотрении взаимного влияния всех входящих в расчет величин на стадии приведения значительно упрощается расчет, приводящий к существенному уменьшению количества дифференциальных уравнений в системе. При этом учитываются влияние всех масс приводной линии клетки скобы на конечный результат.

Выводы. Выполненная на основе приведенных зависимостей математическая модель клетки скобы позволяет оценить характер динамического нагружения, что повысит работоспособность привода путем выбора рациональных параметров звеньев, которые обеспечивают наименьший уровень динамических усилий без потери жесткости приводной линии клетки.

Полученная математическая модель является составной частью, разработанной на кафедре “Металлургические и роторные машины” методики, позволяющей проводить технологические расчеты и связанные с ними расчеты динамического нагружения для оценки работоспособности и выбора рациональных параметров звеньев. Проведенные расчеты в выполненной математической модели были использованы для разработки рабочей клетки редукционного стана.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Chumakova L.A. Influence of Rolling Torques on the Dynamic Loads in Mill Drives // Russian Engineering Research. 2019. V. 39. № 10. P. 852.
2. Malafeev S.I., Malafeeva A.A., Konyashin V.I. Correction of Rolling Mill Mechatronic System to Limit Dynamic Loads // Russian Engineering Research. 2018. V. 38. № 10. P. 431.
3. Chechulin Y.B., Popov Y.A. Minimizing the dynamic loads in pilger rolling mill forholler // Solid State Phenomena. 2017. V. 265. P. 1034.
4. Чумакова Л.А. Исследование условий работы и режимов динамического нагружения редукционного стана ТПА 30-102 с целью повышения надежности рабочей клетки: дис. ... канд. техн. наук. Екатеринбург, 2006. 150 с.
5. Khrumshin V.R., Karandaev A.S., Evdokimov S.A., Andryushin I.Y., Shubin A.G., Gostev A.N. Reduction of the dynamic loads in the universal stands of a rolling mill // Metallurgist. 2015. V. 59. P. 3.
6. Иванченко Ф.К. Динамика металлургических машин / Под ред. Ф.К. Иванченко, В.А. Красношапка. М.: Металлургия, 1983. 295 с.

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.01: 531.8

КОМПЛЕКСНАЯ ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ, РЕСУРСА, ЖИВУЧЕСТИ И БЕЗОПАСНОСТИ МАШИН В СЛОЖНЫХ УСЛОВИЯХ НАГРУЖЕНИЯ

© 2020 г. Н. А. Махутов¹, М. М. Гаденин^{1,*}

¹ Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

*e-mail: safety@imash.ru

Поступила в редакцию 15.03.2019 г.

Принята к публикации 27.03.2020 г.

Показано, что многопараметрическая система оценки прочности, ресурса, живучести и безопасности относится к таким направлениям, как статическая, динамическая и циклическая прочность, трещиностойкость, хладостойкость, коррозионная стойкость. На базе закономерностей деформирования и разрушения и с учетом общей постановки и решения задач фундаментальных и прикладных исследований прочности, ресурса, живучести и безопасности осуществляется построение структур определяющих уравнений и их параметров для расчетных моделей и реальных технических систем с учетом классификации штатных, аварийных и катастрофических ситуаций, а также накапливаемой технологической и эксплуатационной повреждаемости. Основополагающими элементами решения проблем безопасной эксплуатации объектов техносферы при сложных режимах их нагруженности являются уравнения состояния, критерии разрушения и критериальная база конструкционного материаловедения, образующие в комплексе многопараметрическую систему оценки прочности, ресурса, живучести и безопасности.

Ключевые слова: прочность, ресурс, живучесть, безопасность, условия нагружения, уравнения состояния, критерии разрушения, материаловедение

DOI: 10.31857/S0235711920040094

Актуальной проблемой для современных машин и конструкций, решаемой в рамках механики деформирования и разрушения и механики катастроф, является комплексность оценки их прочности, ресурса, живучести и безопасности с учетом сложных условий эксплуатационных воздействий [1, 6, 7, 10, 11]. В этой связи важным является анализ и исследование условий и последствий реального процесса накопления повреждений от совместного действия нескольких повреждающих факторов различной интенсивности, например, динамической, длительной статической и повторно статической (малоцикловой) нагруженности, усталости, коррозии, износа, различных физических и химических воздействий [1–5, 8–11].

Знание напряженно-деформированного состояния, основных повреждающих факторов, кинетики повреждений и формирование соответствующих определяющих уравнений состояния позволяет осуществить анализ структуры и условий достижения тех или иных предельных состояний в наиболее нагруженных элементах рассматриваемых технических систем в процессе их эксплуатации. При этом предельные состояния характеризуются определяющими несущую способность критериями прочности, деформативности и живучести, основанными на базовых положениях механики деформируемого твердого тела, а также линейной и нелинейной механики разрушения с применением критериальной базы конструкционного материаловедения [4, 9, 11–14].

Конечной целью применения комплексных расчетно-экспериментальных подходов является решение задачи научно-обоснованной оценки условий безопасной эксплуатации объектов как для штатного их функционирования, так и для случаев возникновения на них критических ситуаций. Системы определяющих уравнений и моделей в анализе предельных состояний таких объектов с повышенными параметрами прочности, ресурса, живучести и безопасности, включают как нормированные (стандартизованные), так и ненормированные методы анализа, расчетные уравнения, характеристики и запасы. При этом особое значение придается углубленному рассмотрению проблем механики деформируемых сред, а также механики, физики и химии катастроф [1, 5–7, 10–15].

Одной из важнейших задач, рассматриваемых в рамках механики катастроф, является анализ условий и последствий комплексного процесса накопления повреждений от совместного действия нескольких повреждающих факторов различной интенсивности, например, динамической, длительной статической и повторно статической (малоцикловой) нагруженности, усталости, коррозии, износа и других видов воздействий. В связи с этим, перспективным при оценке параметров безопасной эксплуатации и защищенности объектов техносферы является обоснование моделей образования и суммирования повреждений в условиях комплексного воздействия повреждающих эксплуатационных факторов, построение системы уравнений состояния с учетом в них кинетики накопления повреждений и критериев достижения предельных состояний [1, 2, 4–13].

Использование различных экспериментальных методов и средств, включающих нагружающие системы, элементы технической диагностики, измерители деформаций и датчики повреждений, позволяет воссоздать на испытательном оборудовании реальную нагруженность технических систем подвижного состава и инфраструктуры и зафиксировать кинетику повреждений материала в процессе испытаний и эксплуатации. В основе методологии применения таких методов и средств лежат механические, физические и химические явления, сопровождающие процесс накопления повреждений [1, 6, 8–11, 14–17].

Непосредственное решение рассматриваемой проблемы комплексного определения безопасных состояний высокорисковых технических объектов и оценки соответствующих условий их безопасной эксплуатации и защищенности от аварий и катастроф состоит из оценки характеристик их прочности и ресурса, а также определения с их учетом рисков и безопасности эксплуатации рассматриваемых конструкций (рис. 1).

Под риском возможного возникновения на объектах техносферы чрезвычайных ситуаций понимается сочетание вероятностей возникновения неблагоприятных процессов и событий в техногенной, природной и социальной среде и сопутствующих им ущербов [1, 6, 7]. Установление вида зависимости рисков $R(\tau)$ от обуславливающих их факторов – вероятности возникновения чрезвычайной ситуации $P(\tau)$ и возможного ущерба при ее реализации $U(\tau)$ (функционала F) является фундаментальной задачей науки о безопасности. При этом введение в рассмотрение допустимых уровней риска $[R(\tau)]$ осуществляется через критические (неприемлемые) риски $R_k(\tau)$ и запасы по величинам рисков n_R

$$R(\tau) = F\{P(\tau), U(\tau)\}, \quad [R(\tau)] = \frac{1}{n_R} R_k(\tau). \quad (1)$$

Для определения безопасных состояний объектов техносферы и оценки соответствующих условий их безопасной эксплуатации и защищенности от аварий и катастроф осуществляется ряд мероприятий, включающих в себя такие этапы, как моделирование исследуемого объекта, разработка его конструкции и технологий изготовления, выбор приемлемых для заданных условий эксплуатации конструкционных материалов с соответствующим набором характеристик механических свойств – пре-

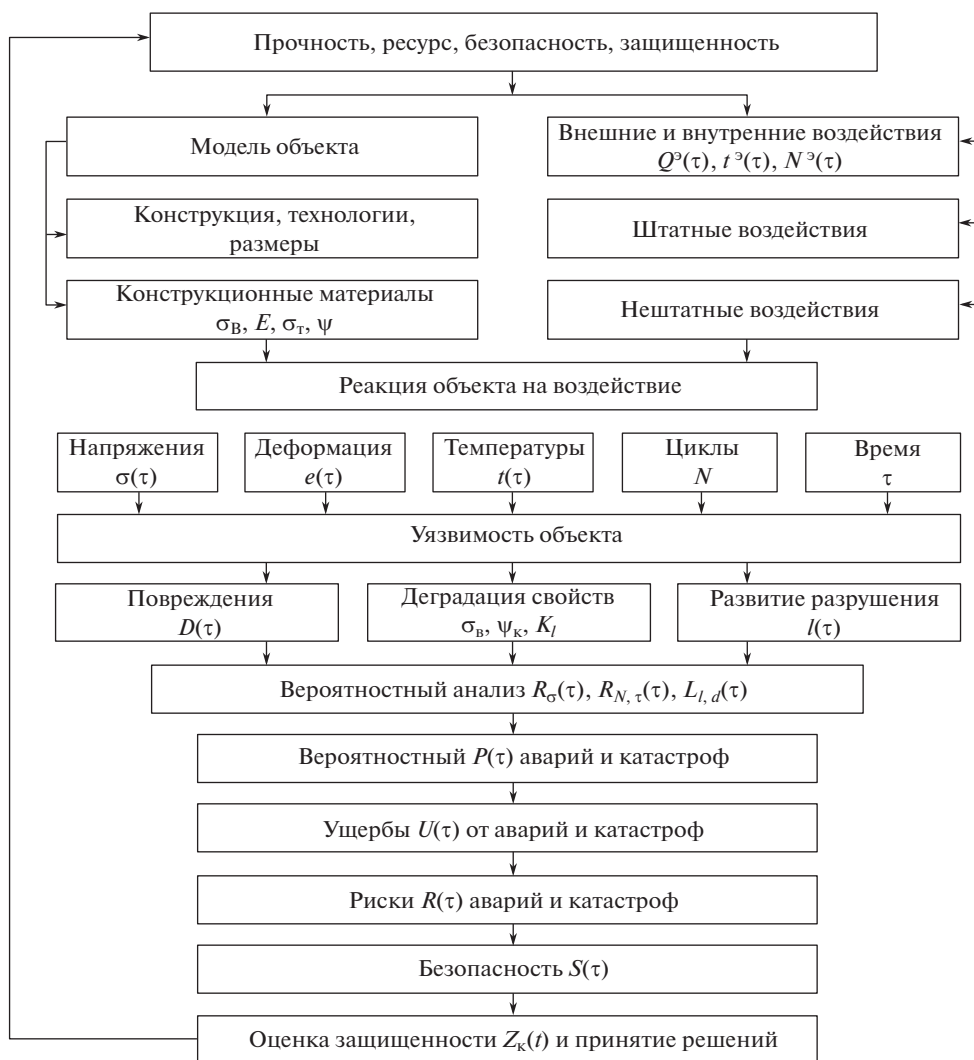


Рис. 1. Структура оценки прочности, ресурса, живучести, безопасности и защищенности высокорисковых технических объектов.

делов текучести σ_t , прочности σ_v и пластичности ψ , модуля упругости E . В таких расчетах для соответствующего времени эксплуатации τ оцениваются и учитываются также внешние и внутренние эксплуатационные воздействия на анализируемый объект (нагрузки $\sigma^3(\tau)$, температуры $I^3(\tau)$, циклы $N^3(\tau)$), задаются параметры штатных и возможных нештатных воздействий в процессе эксплуатации и, как результат, определяются интегральные параметры реакций объекта на комплекс заданных воздействий с учетом его конструктивных особенностей и свойств материала, в том числе с учетом их вероятностной природы [2, 3, 10–14].

В число указанных параметров входят локальные и номинальные напряжения $\sigma(\tau)$ и деформации $\epsilon(\tau)$ в наиболее нагруженных зонах, значения эксплуатационных тем-

ператур $t(\tau)$, чисел циклов N и времени τ нагружения. По этим параметрам через характеристики поврежденности $D(\tau)$, изменения механических свойств материала σ_b , ψ_k , коэффициента интенсивности напряжений K_I и размеров и расположения развивающихся дефектов $l(\tau)$ определяются уязвимость объекта к возникновению чрезвычайных ситуаций путем определения вероятностных характеристик действующих эксплуатационных параметров, включая распределение напряжений, спектры циклической нагруженности и развития повреждаемости. С учетом перечисленных данных для рассматриваемого объекта определяются вероятности возможного возникновения на нем аварии или катастрофы $P(\tau)$, а также ущерба от их реализации $U(\tau)$ и, как следствие, параметры риска $R(\tau)$, безопасности $S(\tau)$ и защищенности $Z_k(\tau)$ для анализа возможности безопасной эксплуатации [1, 5–11].

В соответствии с выражениями (1) для решения задач снижения рисков $R(\tau)$ до уровней приемлемых $[R(\tau)]$ и обеспечения безопасности $S(\tau)$ и защищенности $Z_k(\tau)$ объектов техносферы важное значение придается рассмотрению следующих этапов: 1) предварительный анализ рисков $R(\tau)$ и безопасности $S(\tau)$; 2) выбор параметров определения и регулирования прочности $R_\sigma(\tau)$, ресурса $R_{N\tau}(\tau)$, надежности P_{PR} , живучести $L_{ld}(\tau)$, безопасности $S(\tau)$ и рисков $R(\tau)$ для всех стадий жизненного цикла объектов; 3) исследование закономерностей деформирования и разрушения в нелинейной постановке для экстремальных условий; 4) построение систем защиты с заданным уровнем защищенности $Z_k(\tau)$ по критериям рисков.

Если уровень достигнутой защищенности $Z_k(\tau)$ оказывается ниже требуемого, проводятся специальные мероприятия по его повышению. Большое значение при этом приобретает точность расчетов, снижение погрешностей диагностики и мониторинга при определении состояний как объектов в целом, так и используемых в них материалов. Структура определения опасных и безопасных состояний при анализе защищенности $Z_k(\tau)$ объектов для стадий проектирования и эксплуатации показана на рис. 2.

Ее основой является то обстоятельство, что возникновение и развитие аварий и катастроф определяется недопустимыми процессами деформирования и разрушения несущих конструкций, за которыми следуют разрушения, взрывы, выбросы опасных веществ, вызывающих в том числе и негативные последствия для окружающей среды.

В соответствии с [1, 6, 7, 11] при создании единых научных основ оценки и нормирования прочности, ресурса, живучести, безопасности и защищенности технических систем должны учитываться степень их опасности, типы возможных аварийных ситуаций и катастроф (нормальные условия эксплуатации, отклонения от нормальных условий эксплуатации, проектные аварии, запроектные аварии, гипотетические аварии), спектр поражающих факторов и комплексная система критериев безопасности как самих объектов, так и связанной с ними среды жизнедеятельности. В указанном направлении на стадии проектирования объектов техносферы проводится анализ их прочности на основании стандартных нормативных и дополнительных уточненных расчетов, и обосновывается исходный ресурс. Базовыми данными для такого анализа являются: эксплуатационные нагрузки и характеристики эксплуатационного нагружения (температуры, время и числа циклов, частоты), характеристики сопротивления материалов нагрузкам, включая пределы текучести, прочности, длительной прочности и усталости $R(\sigma_r, \sigma_b, \sigma_{дп}, \sigma_{-1})$, номинальные и локальные деформации e , размеры дефектов l . По результатам расчетных и эксплуатационных исследований обосновываются допустимые нагрузки $[P]$, дефекты $[l]$ и ресурс $[N]$ с заданными запасами n и составляется заключение о прочности $[R_\sigma(\tau)]$, долговечности $[R_{N\tau}(\tau)]$, ресурсе $[R_{N\tau}(\tau)]$, живучести $[L_{ld}]$, риске $R(\tau)$, безопасности $S(\tau)$ и защищенности $Z_k(\tau)$.

Наиболее ориентированными на количественное решение проблемы обеспечения безопасности $S(\tau)$ высокорисковых объектов, способных создавать тяжелые аварии и катастрофы, являются современные методы и критерии следующих групп: риск $R(\tau)$ в

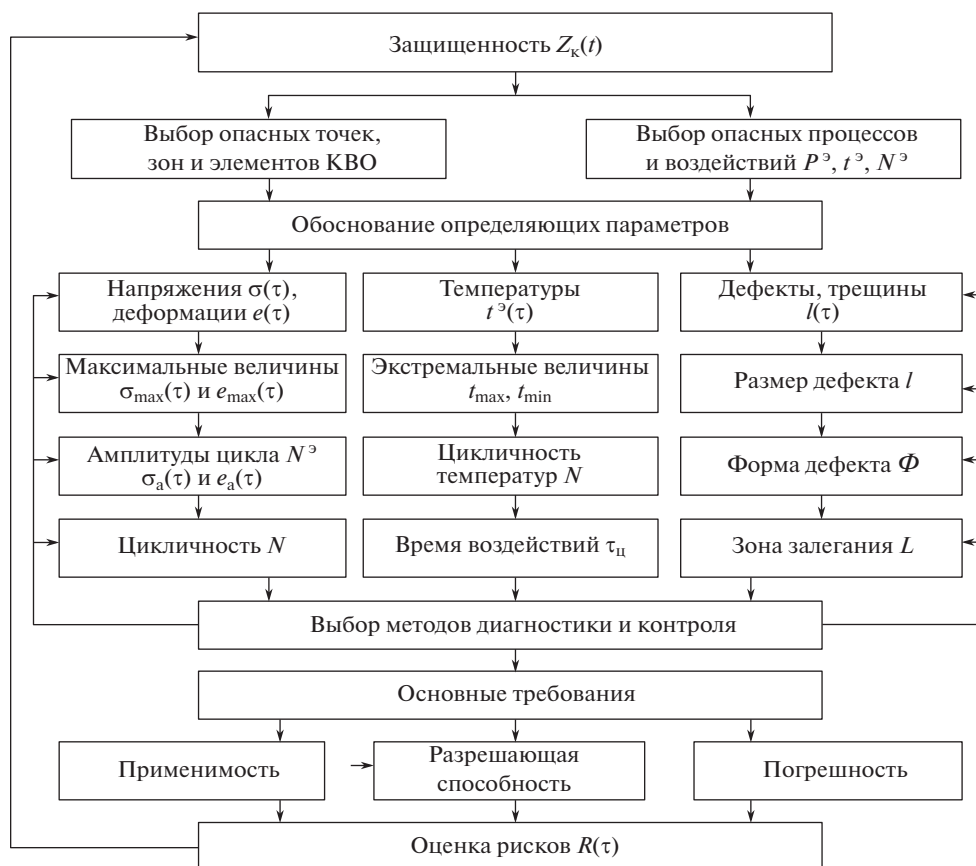


Рис. 2. Структура анализа состояния для обоснования защищенности объектов техносферы.

вероятностно-экономической постановке; живучесть $L_{ld}(\tau)$, определяющая способность и устойчивость функционирования при возникновении повреждений на различных стадиях развития аварий и катастроф; безопасность $S(\tau)$ с учетом критериев риска $R(\tau)$ и характеристик аварий и катастроф. Вместе с тем объем нормирования и расчета характеристик безопасности $S(\tau)$ в реальной инженерной практике даже в последнее время остается чрезвычайно малым. В связи с этим, современная постановка задач и решение проблем защищенности $Z_k(\tau)$ должны сводиться к перспективному изменению направления развития исследований, нормирования и регулирования соответствующих параметров – к изначальному основополагающему анализу защищенности $Z_k(\tau)$, безопасности $S(\tau)$ и риска $R(\tau)$ с последующим определением на их основе надежности $P_{PR}(\tau)$, ресурса $R_{N\tau}(\tau)$ и прочности $R_{\sigma}(\tau)$.

Одной из фундаментальных научных задач, решение которой позволяет объективно обосновать параметры прочности и ресурса машин и конструкций применительно к реальным условиям их эксплуатации, является формирование уравнений состояния конструкционного материала при его статическом и циклическом деформировании в упругой и упругопластической области для сложных режимов изменения статических, мало- и многоцикловых нагрузок и при различных сочетаниях параметров вибрационно-механических и термических воздействий, а также исследование связей между

процессами деформирования и накопления повреждений для определения условий достижения предельных состояний при таких сложных режимах нагружения [1, 2, 5, 8, 10, 11, 13]. Основными путями решения такой задачи являются: анализ режимов внешних и внутренних воздействий и определяющих параметров сложных циклов вибрационно-механических и термических напряжений; установление закономерностей статического и циклического деформирования в зависимости от чисел циклов нагружения; развитие силовых, деформационных и энергетических подходов к формированию критериев предельных состояний в условиях сложных воздействий.

Методология определения ресурса по характеристикам эксплуатационной нагруженности $Q_{\max}^3$ состоит в том, что в определяющих соотношениях статической прочности

$$\sigma_{n\max}^3 = Q_{\max}^3 \{F, W_{oc}, W_p\} \leq [\sigma_n] = \min \left\{ \frac{\sigma_T}{n_T}, \frac{\sigma_B}{n_B} \right\} \quad (2)$$

должно обеспечиваться непревышение максимальных номинальных эксплуатационных напряжений $\sigma_{n\max}^3$ над номинальными допускаемыми напряжениями $[\sigma_n]$. В выражении (2): $Q_{\max}^3$ — максимальная эксплуатационная нагрузка (осевая сила, изгибающий, крутящий моменты); F — размер площади сечения, W_{oc} — осевой момент сопротивления, W_p — полярный момент сопротивления. Допускаемое номинальное напряжение $[\sigma_n]$ определяется как минимальное по пределу текучести σ_T с запасом n_T , или по пределу прочности σ_B с запасом n_B .

В стандартных нормативных расчетах все величины, входящие в выражение (2), не зависят от времени τ . В уточненных расчетах статической прочности величины σ_T и σ_B принимаются зависящими [11] от времени τ (вследствие деградации металла, старения, коррозии, эрозии, износа)

$$\{\sigma_T, \sigma_B\} = F_\tau(\tau) = \{\sigma_T(\tau), \sigma_B(\tau)\}. \quad (3)$$

Располагая функциями изменения во времени характеристик $\sigma_T(\tau)$ и $\sigma_B(\tau)$ в выражении (3) при неизменности других параметров выражения (2), можно оценить фактический τ_Φ^3 и допускаемый $[\tau]$ временной ресурс рассматриваемого элемента при длительном статическом нагружении (рис. 3).

Расчетные значения фактического τ_Φ^3 (до разрушения или до образования недопустимых повреждений) или допускаемого $[\tau]$ ресурса определяются выражениями

$$\tau_\Phi^3 = F_\tau\{\sigma_{n\max}^3, \sigma_T(\tau), \sigma_B(\tau)\}, \quad [\tau] = F_\tau\{\sigma_{n\max}^3, \sigma_T(\tau), \sigma_B(\tau), n_T, n_B\}. \quad (4)$$

Дополнительное изменение ресурса $[\tau]'$ (рис. 3) может быть обусловлено уменьшением в процессе эксплуатации характеристик опасных сечений (F, W_{oc}, W_p) по выражению (2) вследствие коррозии, эрозии, износа и других внешних воздействий. Это может приводить к росту $\sigma_{n\max}^3(\tau)$ при постоянных воздействиях $Q_{\max}^3$.

Наряду с максимальными статическими нагрузками, определяющими статическую прочность и длительный статический ресурс по выражениям (4) важное значение для оценки поврежденных и предельных состояний имеют переменные во времени τ эксплуатационные нагрузки $Q^3(\tau)$ и воздействия $V^3(\tau)$, носящие циклический и, зачастую, нерегулярный характер [2, 6, 8, 10, 11]. Базовыми характеристиками переменных эксплуатационных нагрузок являются: максимальные и минимальные значения на-

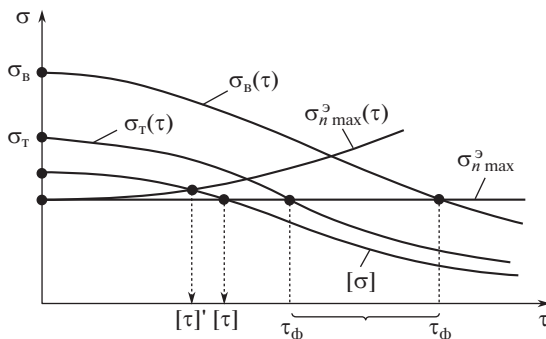


Рис. 3. Схема определения ресурса по характеристикам статической прочности.

грузок $Q_{\max}^3$, $Q_{\min}^3$ и воздействий $V_{\max}^3$, $V_{\min}^3$; частота f (скорость) их изменения или время цикла $\tau_{\text{ц}}$; общее число циклов N .

Для оценки характеристик ресурса τ_{ϕ}^3 и $[\tau]$ по величинам $Q^3(\tau)$ и $V^3(\tau)$ расчетом или экспериментом устанавливается история эксплуатационной нагруженности во времени τ

$$Q^3(\tau) = F_Q\{V(\tau), Q(\tau)\}. \quad (5)$$

На основе выражения (2) расчетом или экспериментом определяется история изменения во времени τ номинальных эксплуатационных напряжений

$$\sigma_n^3(\tau) = Q^3(\tau)\{F, W_{\text{oc}}, W_p\}. \quad (6)$$

По характеристикам эксплуатационной нагруженности (5) и эксплуатационной напряженности (6) устанавливаются параметры переменных максимальных и минимальных номинальных напряжений $\sigma_{n\max}^3(\tau)$, $\sigma_{n\min}^3(\tau)$

$$\{\sigma_{n\max}^3(\tau), \sigma_{n\min}^3(\tau)\} = F_{\sigma}\{V_{\max}^3(\tau), V_{\min}^3(\tau), [Q_{\max}^3(\tau), Q_{\min}^3(\tau)], F, W_{\text{oc}}, W_p\}. \quad (7)$$

Установление переходного функционала F_{σ} в выражении (7) в общем случае является сложной задачей, не имеющей четкой постановки граничных условий и методов аналитического решения. Определенные возможности для этого открываются при переходе к численным решениям многосвязных задач аэрогидроупругости и механики твердого деформируемого тела. В связи с этим для уточненного определения ресурса важное значение имеет прямое экспериментальное исследование временных процессов эксплуатационной нагруженности и напряженности по характеристикам режимов $R_{\max}(\tau)$, $R_{\min}(\tau)$ эксплуатации

$$\{\sigma_{n\max}^3(\tau), \sigma_{n\min}^3(\tau)\} = F_{\sigma}\{R_{\max}(\tau), R_{\min}(\tau)\}. \quad (8)$$

Выражение (8) определяет “портрет” эксплуатационной напряженности по режимам эксплуатации. По циклическим процессам эксплуатационного нагружения для всей его истории устанавливаются две определяющие величины: 1) амплитуда номинальных напряжений $\sigma_a^3(\tau)$

$$\sigma_a^3(\tau) = \frac{\sigma_{n\max}^3(\tau) - \sigma_{n\min}^3(\tau)}{2}; \quad (9)$$

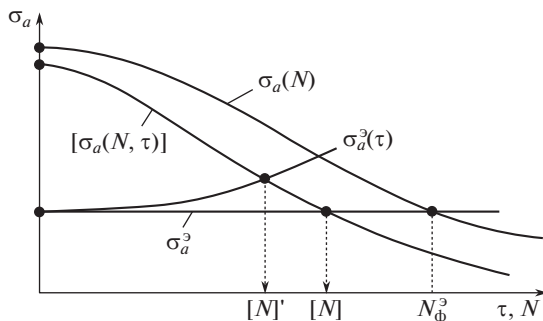


Рис. 4. Схема построения расчетных кривых циклической прочности.

2) коэффициент асимметрии напряжений

$$r(\tau) = \sigma_{n\min}^3(\tau) / \sigma_{n\max}^3(\tau). \quad (10)$$

При этом для условий циклического нагружения наряду с временным ресурсом $[\tau]$ и τ_ϕ^3 (рис. 3) вводится поцикловый ресурс $[N]$ и N_ϕ^3

$$\{[N], N_\phi^3\} = F_N\{[\tau], \tau_\phi^3, f\}, \quad (11)$$

где f — частота циклов нагружения. На этой основе по аналогии с выражениями (3), (4) и рис. 2 строятся кривые циклической прочности $\sigma_a^3(\tau)$ или $\sigma_a^3(N^3)$ и долговечности N^3

$$\{\sigma_a^3(N^3)\} = F_N\{\sigma_t(\tau), \sigma_b(\tau), N^3, r, \psi_k(\tau)\}, \quad (12)$$

где $\psi_k(\tau)$ — пластичность (относительное сужение поперечного сечения).

На рис. 4 приведены базовые кривые циклической прочности σ_a и долговечности N (или τ), для построения которых принято: σ_a^3 — амплитуда постоянных эксплуатационных напряжений (без учета уменьшения сечения); $\sigma_a^3(\tau)$ — амплитуда переменных напряжений с учетом изменения сечения в процессе нагружения; $\sigma_a(N)$ — амплитуда разрушающих напряжений без учета изменения механических свойств во времени; $\sigma_a(N, \tau)$ — амплитуда разрушающих напряжений с учетом изменения во времени характеристик механических свойств материала $\sigma_t(\tau)$, $\sigma_b(\tau)$ и $\psi_k(\tau)$.

По выражению (12) и рис. 4 оцениваются следующие характеристики ресурса: N_ϕ^3 — расчетный ресурс по разрушению; $[N]$ — допускаемый ресурс; $[N]'$ — уточненный ресурс с учетом изменения размеров сечения и кинетики механических свойств; $[\sigma_a(N, \tau)]$ — допускаемые амплитуды переменных напряжений.

В инженерные расчеты прочности и ресурса вводятся условные упругие напряжения $\sigma_a^* = e_a E$. При числах циклов нагружения $N \geq 10^4$ условные и фактические напряжения практически совпадают $\sigma_a^* \approx \sigma_a$ (в силу малости пластических деформаций $\Delta e_p \ll \Delta e_e$). В области малого числа циклов ($10^1 \leq N \leq 10^3$) значения $\sigma_a \ll \sigma_a^*$. Повышение коэффициента асимметрии цикла напряжений r_σ (от -1 до 0 и более) вызывает понижение расчетной кривой усталости [2, 11].

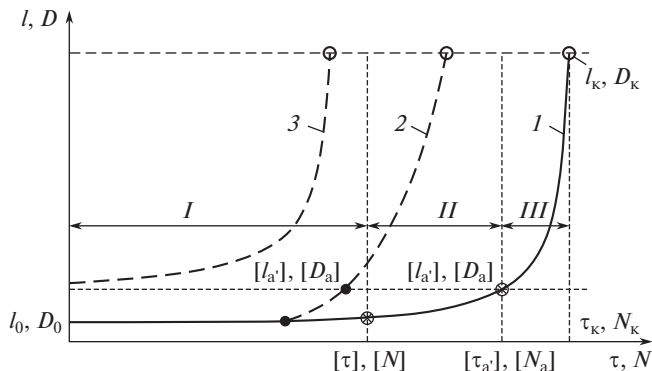


Рис. 5. Схема оценки ресурса и поврежденности на различных стадиях эксплуатации.

Под живучестью несущих элементов конструкций понимается их способность не переходить из штатного и аварийного состояний в катастрофическое состояние с полной невозвратной потерей эксплуатационной работоспособности. При этом живучесть конструкции в целом определяется живучестью ее критических несущих элементов, получивших технологические и эксплуатационные дефекты l и повреждения D , выходящие за пределы действующих норм и правил. Полное устранение этих дефектов и повреждений в ряде случаев является или технически и технологически невозможным, или экономически неоправданным.

Схема анализа ресурса и поврежденности конструкций на различных стадиях эксплуатации приведена на рис. 5.

При рассмотрении этой схемы приняты следующие обозначения: τ — временной ресурс (в годах); N — поцикловый ресурс (в числах циклов нагружения); l — размер дефектов в несущем критическом элементе; D — повреждение несущего критического элемента; l_0, D_0 — размер дефектов и повреждение в исходном состоянии ($\tau = 0, N = 0$) до начала эксплуатации; $[l], [D]$ — допускаемые по нормам размеры дефектов и повреждений ($l_0 \leq l \leq [l], D_0 \leq D \leq [D]$) при нормативно допускаемом сроке эксплуатации (штатные ситуации) $\tau \leq [\tau], N \leq [N]$; $[l_a], [D_a]$ — допускаемые размеры дефектов и повреждений в аварийной ситуации; l_k, D_k — критические величины дефектов и повреждений при возникновении аварийной ситуации; I — стадия нормальной эксплуатации (штатные ситуации); II — стадия допускаемой поврежденности — стадия перехода от штатной допускаемой эксплуатации к разрешенной по нормам эксплуатации с возникновением специально обоснованных параметров ($[\tau] \leq \tau \leq [\tau_a]$) (продленной за пределами $[N] \leq N \leq [N_a]$ по нормам ресурса ($\tau > [\tau], N > [N]$)); III — стадия живучести — стадия перехода от допускаемых нештатных ситуаций к аварийным и катастрофическим ($[\tau_a] \leq \tau \leq \tau_k, [N_a] \leq N \leq N_k$); 1 — кривая расчета роста дефектов и накопления повреждений ($0 \leq \tau \leq \tau_k, 0 \leq N \leq N_k$) с достижением предельного состояния при сохранении проектных режимов эксплуатации и без проведения ремонтно-восстановительных работ ($\tau_k \gg [\tau], N_k \gg [N]$); 2 — кривая ускоренного роста дефектов и накопления повреждений при эксплуатации за счет неучтенных факторов эксплуатационного нагружения, воздействий сред, деградации материала ($\tau_k \geq [\tau_a], N_k \geq [N_a]$); 3 — кривая роста дефектов и накопления повреждений при эксплуатации за счет ошибок при проектировании, испытаниях или эксплуатации, пропуска опасных дефектов при дефектоскопическом контроле, нарушений правил эксплуатации и контроля ($\tau_k < [\tau], N_k < [N]$).

Основная задача обеспечения живучести и защищенности несущих элементов заключается в выполнении условий неравенств

$$(\tau_k - [\tau_a])/[\tau] \geq n_\tau, \quad (N_k - [N_a])/[N] \geq n_N, \quad (13)$$

где n_τ , n_N — запасы по временному ресурсу и долговечности на стадии проектирования.

Большинство элементов машин и конструкций эксплуатируются в соответствии с кривой 1 (рис. 5). При эксплуатации ряда машин и конструкций в соответствии с кривой 2 осуществляются диагностические и ремонтно-восстановительные работы по продлению срока их эксплуатации. Наиболее опасным состоянием является случай анализа живучести по кривой 3, когда имеют место предкритические или критические повреждения в пределах ресурса $\tau \ll [\tau]$ и $N \ll [N]$. Крупнейшие в мире катастрофы произошли при реализации процессов перехода от штатных к катастрофическим ситуациям по сценарию кривой 3 на рис. 5 [1, 6, 7].

Таким образом, знание напряженно-деформированного состояния, основных повреждающих факторов, кинетики повреждений и формирование соответствующих определяющих уравнений состояния позволяет осуществить анализ структуры и условий достижения тех или иных предельных состояний в элементах высоконагруженных машин и конструкций в процессе их эксплуатации. При этом предельные состояния характеризуются определяющими несущую способность критериями прочности, деформативности, ресурса и живучести, основанными на базовых положениях механики деформируемого твердого тела, линейной и нелинейной механики разрушения с применением критериальной базы конструкционного материаловедения, а также критериями риска возникновения штатных ситуаций.

Стратегия решения поставленных задач комплексной оценки прочности, ресурса, живучести и безопасности объектов техносферы согласно изложенной выше методологии определяет и закрепляет переход на анализ и управление рисками, как на основополагающую систему регулирования и обеспечения безопасности эксплуатации машин и конструкций в дополнение и взамен существовавших ранее подходов к обеспечению, в основном, прочности и ресурса. Такой переход основывается на решении двух основных фундаментальных задач: 1) определения предельных состояний с учетом риска возникновения катастрофических ситуаций; 2) определения и закрепления на концептуальном, правовом и нормативном уровне приемлемых (допустимых) состояний объектов техносферы с обеспечением уровня допускаемого риска и безопасных отклонений от этого уровня с возможным последующим регулируемым возвращением таких объектов в штатные состояния.

Основополагающими элементами решения проблем безопасности эксплуатации объектов техносферы при сложных режимах их нагруженности являются уравнения состояния, критерии разрушения и риска возникновения чрезвычайных ситуаций, образующие в комплексе многопараметрическую систему оценки прочности, ресурса, живучести и безопасности.

ФИНАНСИРОВАНИЕ

Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ (проект № 18-08-00572_а).

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Махутов Н.А.* Безопасность и риски: системные исследования и разработки. Новосибирск: Наука, 2017. 724 с.

2. *Когаев В.П.* Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М.: Машиностроение, 1993. 364 с.
3. *Степнов М.Н.* Вероятностные методы оценки характеристик механических свойств материалов и несущей способности элементов конструкций. Новосибирск: Наука, 2005. 342 с.
4. *Морозов Е.М., Солдатенков А.П.* Контактные задачи механики разрушения. М.: "ЛИБРОКОМ". 2017. 544 с.
5. *Ботвина Л.Р., Демина Ю.А., Петрова И.М., Гадолина И.В., Арсенкин А.М.* Влияние эксплуатации на механические характеристики рельсовой стали // Машиностроение и инженерное образование. 2015. № 4 (45). С. 27.
6. Безопасность России. Правовые, социально-экономические и научно технические аспекты. Техногенная, технологическая и техносферная безопасность. М.: МГОФ "Знание, 2018. 1016 с.
7. *Махутов Н.А., Гаденин М.М., Лепихин А.М., Шокин Ю.И.* Расчетное обоснование защищенности перспективных машин и человеко-машинных систем по критериям риска аварий и катастроф // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2018. № 5. С. 66.
8. *Троценко В.Т., Лебедев А.А., Стрижало В.А. и др.* Механическое поведение материалов при различных видах нагружения. Киев: Логос, 2000. 571 с.
9. *Романов А.Н.* Сопротивление деформированию конструкционных металлических материалов при циклическом нагружении // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2012. № 4. С. 41.
10. *Гаденин М.М.* Оценка влияния режимов нагружения на условия достижения предельных состояний и назначение запасов // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2013. Т. 79. № 10. С. 65.
11. *Махутов Н.А.* Критериальная база прочности, ресурса, надежности, живучести и безопасности машин и человеко-машинных комплексов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2013. № 5. С. 25.
12. *Матвиенко Ю.Г.* Тенденции нелинейной механики разрушения в проблемах машиностроения. М.-Ижевск: Ижевский институт компьютерных исследований. 2015. 56 с.
13. *Романов А.Н.* Роль структурного состояния в формировании деформационных, прочностных, трибологических и технологических свойств конструкционных материалов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2014. № 3. С. 69.
14. *Ботвина Л.Р., Тютин М.Р., Петерсон Т.Б., Левин В.П., Солдатенков А.П., Просвирнин Д.В.* Остаточная прочность, микротвердость и акустические свойства циклически деформируемой малоуглеродистой стали // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2018. № 6. С. 44.
15. *Махутов Н.А., Гаденин М.М., Одинцев И.Н., Разумовский И.А.* Развитие методов расчетного и экспериментального определения локальных остаточных напряжений при сложных спектрах нагружения. Проблемы машиностроения и надежности машин. 2015. № 6. С. 53.
16. *Матвиенко Ю.Г., Большаков А.М., Бурнашев А.В.* Натурные испытания сосудов давления при низких температурах и действии внешнего электрического потенциала // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2015. № 1. С. 78.
17. *Разумовский И.А., Чернятин А.С.* Расчетно-экспериментальный метод исследования остаточных напряжений в двухслойных элементах конструкций способом сверления отверстий // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2011. № 4. С. 101.

**НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ
МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ**

УДК 539.3

**ВЕКТОРНАЯ АППРОКСИМАЦИЯ В МКЭ ДЛЯ ОБОЛОЧКИ ВРАЩЕНИЯ
ПРИ УЧЕТЕ СДВИГОВЫХ ДЕФОРМАЦИЙ**© 2020 г. Ю. В. Клочков^{1,*}, А. П. Николаев¹, Т. Р. Ишанов¹, А. С. Андреев¹¹Волгоградский государственный аграрный университет, Волгоград, Россия

*e-mail: Klotchkov@bk.ru

Поступила в редакцию 29.07.2019 г.

Принята к публикации 27.03.2020 г.

В статье представлен алгоритм реализации векторной аппроксимации искомых величин при получении в криволинейной системе координат матрицы жесткости конечного элемента оболочки вращения на основе использования гипотезы Тимошенко о наклоне нормали к срединной поверхности оболочки.

Ключевые слова: теория оболочек, угол наклона нормали, векторная аппроксимация, скалярная аппроксимация, конечный элемент

DOI: 10.31857/S0235711920040070

В настоящее время при анализе напряженно-деформированного состояния (НДС) оболочек вращения чаще всего используется теория тонких оболочек, основанная на гипотезах Кирхгофа [1, 2]. При решении ряда задач (короткопролетные конструкции, оболочки с жестким защемлением и др.) необходимо учитывать деформации поперечного сдвига [3–5]. Учитывая, что решение систем дифференциальных уравнений, описывающих процессы деформирования тонких оболочек, аналитическими методами трудоемко, для анализа НДС оболочек и других типов конструкций в основном используются численные методы их расчета [6–13]. В широко распространенных конечно-элементных программных комплексах типа Nastran, Ansys, Abaqus и им подобных, используется неинвариантная интерполяция отдельных компонент вектора перемещения через узловые значения этих же компонент как скалярных величин, что приводит к получению некорректных результатов [8]. Поэтому задача создания усовершенствованных алгоритмов расчета оболочек вращения с учетом деформаций поперечного сдвига [4] на основе инвариантной интерполяционной процедуры является актуальной и представляет, как теоретический интерес, так и практическую значимость.

Определение НДС оболочек обычно выполняется на основе использования гипотезы о том, что любое волокно, нормальное к срединной поверхности в исходном состоянии, остается прямым и нормальным к срединной поверхности в ее деформированном состоянии. При таком подходе не учитываются деформации поперечного сдвига и соответствующие касательные напряжения, что может привести к значительным некорректностям при коротких пролетах оболочечных конструкций, а также в приопорных зонах граничных заделок.

При учете деформации поперечного сдвига нормаль к срединной поверхности в исходном состоянии при нагружении остается прямой линией, наклон которой определяется углами поворотов относительно координатных осей, касательных к срединной поверхности [5]. В настоящей статье угол наклоненной нормали определяется векто-

ром γ [5], отсчет которого осуществляется в двух вариантах: от исходной нормали — в первом варианте отсчета; от нормали к деформированной срединной поверхности — во втором варианте.

При конечно-элементной реализации алгоритма учета поперечных сдвиговых деформаций реализована аппроксимация перемещений и угловых параметров как составляющих скалярных и векторных полей. Показана эффективность использования векторной аппроксимации искомых величин в четырехстороннем конечном элементе, являющимся фрагментом срединной поверхности оболочки вращения.

Геометрия оболочки вращения. Представление геометрии срединных поверхностей оболочек различных конфигураций с использованием радиус-векторов достаточно полно изложено в [14]. Радиус-вектор, задающий срединную поверхность оболочки вращения, может быть определен по формуле

$$\mathbf{R}^0 = x\mathbf{i} + r \sin(\theta)\mathbf{j} + r \cos(\theta)\mathbf{k}, \quad (1)$$

где x — осевая координата; $r = r(x)$ — радиус вращения; θ — угол, отсчитываемый от оси OZ против хода часовой стрелки.

Дифференцированием (1) по криволинейным координатам s, θ можно определить базисные векторы произвольной точки срединной поверхности $\{\mathbf{e}^0\}^T = \{\mathbf{e}_1^0 \mathbf{e}_2^0 \mathbf{e}_n^0\}$ и их производные $\{\mathbf{e}_{,\alpha}^0\} = [m_\alpha]\{\mathbf{e}^0\}$, $\{\mathbf{e}_{,\alpha}^0\}^T = \{\mathbf{e}_{1,\alpha}^0 \mathbf{e}_{2,\alpha}^0 \mathbf{e}_{n,\alpha}^0\}$.

Вектор перемещения точки срединной поверхности оболочки вращения и вектор углов поворота, а также их производные по криволинейным координатам s_1 и s_2 , можно представить компонентами, отнесенными к базису этой же точки

$$\begin{aligned} \mathbf{v} &= v^p \mathbf{e}_p^0 + v \mathbf{e}_n^0 = \{v\}^T \{\mathbf{e}_k^0\}; \quad \mathbf{v}_{,\alpha} = t_{\alpha}^p \mathbf{e}_p^0 + t_{\alpha} \mathbf{e}_n^0 = \{t_{\alpha}^k\}^T \{\mathbf{e}_k^0\}; \\ \mathbf{v}_{,\alpha\beta} &= t_{\alpha\beta}^p \mathbf{e}_p^0 + t_{\alpha\beta} \mathbf{e}_n^0 = \{t_{\alpha\beta}^k\}^T \{\mathbf{e}_k^0\}; \quad \boldsymbol{\gamma} = \gamma^p \mathbf{e}_p^0 + \gamma^3 \mathbf{e}_n^0 = \{\gamma\}^T \{\mathbf{e}_k^0\}; \\ \boldsymbol{\gamma}_{,\alpha} &= l_{\alpha}^p \mathbf{e}_p^0 + l_{\alpha} \mathbf{e}_n^0 = \{l_{\alpha}^k\}^T \{\mathbf{e}_k^0\}, \end{aligned} \quad (2)$$

где v^p, v — компоненты вектора перемещения и γ^p, γ^3 — вектора углов поворота.

Положение точки, отстоящей от срединной поверхности на расстоянии ζ до и после деформирования, определяется соответствующими радиус-векторами

$$\mathbf{R}^{0\zeta} = \mathbf{R}^0 + \zeta \mathbf{e}_n^0; \quad \mathbf{R}^\zeta = \mathbf{R}^{0\zeta} + \mathbf{V}. \quad (3)$$

Входящий в (3) вектор перемещения точки, отстоящей от срединной поверхности на расстоянии ζ , можно определить по формуле

$$\mathbf{V} = \mathbf{v} + \zeta \boldsymbol{\gamma}, \quad (4)$$

где $\boldsymbol{\gamma} = \gamma^1 \mathbf{e}_1^0 + \gamma^2 \mathbf{e}_2^0 + \gamma^3 \mathbf{e}_n^0$ — вектор углов поворота.

Компоненты γ^1, γ^2 представляют собой повороты нормали вокруг тангенциальных базисных векторов. Компонента γ характеризует средний поворот всей окрестности рассматриваемой точки срединной поверхности вокруг нормали [5].

Формула (4) соответствует варианту отсчета угла поворота от нормали исходного состояния. Данный подход предложен в [4, 5]. Если же отсчет угла поворота осуществлять от перпендикуляра к срединной поверхности в деформированном состоянии, то соотношение (4) примет вид

$$\mathbf{V} = \mathbf{v} + \zeta (\Delta \mathbf{e} + \boldsymbol{\gamma}), \quad (5)$$

где $\Delta \mathbf{e} = \Delta e^1 \mathbf{e}_1^0 + \Delta e^2 \mathbf{e}_2^0 + \Delta e^3 \mathbf{e}_n^0$ — разность ортов нормалей в деформированном и исходном состояниях.

Ковариантные компоненты тензора деформаций определяются соотношением механики сплошной среды [15] и могут быть представлены в матричном виде

$$\{\epsilon\} = [N] \{U\}, \quad (6)$$

$\begin{matrix} 5 \times 1 & & 5 \times 6 & 6 \times 1 \end{matrix}$

где $\{\epsilon\}_{5 \times 1}^T = \{\epsilon_{11}^{\zeta} \epsilon_{22}^{\zeta} 2\epsilon_{12}^{\zeta} 2\epsilon_{13}^{\zeta} 2\epsilon_{23}^{\zeta}\}$ – матрица-строка ковариантных компонент тензора деформаций; $\{U\}_{6 \times 1}^T = \{v^1 v^2 v^3 \gamma^1 \gamma^2 \gamma^3\}$ – матрица-строка линейных и угловых параметров; $[N]$ – матрица алгебраических и дифференциальных операторов.

Конечный элемент и интерполяция перемещений. В качестве элемента дискретизации выбирается четырехугольный фрагмент срединной поверхности оболочки вращения с узлами i, j, k, l , отображаемый на квадрат с локальной системой координат $-1 \leq \xi, \eta \leq 1$. Столбец узловых неизвестных в глобальной и локальной системах координат выбирается в виде

$$\{U_y^r\}_{1 \times 48}^T = \left\{ \{v_y^1\}_{1 \times 12}^T \{v_y^2\}_{1 \times 12}^T \{v_y^3\}_{1 \times 12}^T \{\gamma_y^1\}_{1 \times 4}^T \{\gamma_y^2\}_{1 \times 4}^T \{\gamma_y^3\}_{1 \times 4}^T \right\} = \left\{ \{v_y^r\}_{1 \times 36}^T \{\gamma_y^r\}_{1 \times 12}^T \right\}; \quad (7)$$

$$\{U_y^l\}_{1 \times 48}^T = \left\{ \{v_y^{1l}\}_{1 \times 12}^T \{v_y^{2l}\}_{1 \times 12}^T \{v_y^{3l}\}_{1 \times 12}^T \{\gamma_y^{1l}\}_{1 \times 4}^T \{\gamma_y^{2l}\}_{1 \times 4}^T \{\gamma_y^{3l}\}_{1 \times 4}^T \right\} = \left\{ \{v_y^{ll}\}_{1 \times 36}^T \{\gamma_y^{ll}\}_{1 \times 12}^T \right\}, \quad (8)$$

где $\{q_y^r\}_{1 \times 12}^T = \{q^i q^j q^k q^l q_{,1}^i q_{,1}^j q_{,1}^k q_{,1}^l q_{,2}^i q_{,2}^j q_{,2}^k q_{,2}^l\}$;

$$\{q_y^{ll}\}_{1 \times 12}^T = \{q^i q^j q^k q^l q_{,\xi}^i q_{,\xi}^j q_{,\xi}^k q_{,\xi}^l q_{,\eta}^i q_{,\eta}^j q_{,\eta}^k q_{,\eta}^l\}; \quad \{\gamma_y^m\}_{1 \times 4}^T = \{\gamma^{mi} \gamma^{mj} \gamma^{mk} \gamma^{ml}\},$$

$$(m = 1, 2, 3).$$

Здесь под q понимается компонента вектора перемещения v^1, v^2 или v .

При использовании общепринятой в настоящее время в МКЭ неинвариантной интерполяции отдельных компонент вектора перемещения как скалярных величин [4, 6, 11–13] применяются интерполяционные выражения следующего вида

$$q = \{\psi\}_{1 \times 12}^T \{q_y^l\}_{12 \times 1}^T; \quad \gamma^m = \{\phi\}_{1 \times 4}^T \{\gamma_y^m\}_{4 \times 1}^T, \quad (9)$$

где $\{\psi\}_{1 \times 12}^T = \{\psi_1 \psi_2 \dots \psi_{12}\}$; $\{\phi\}_{1 \times 4}^T = \{\phi_1 \phi_2 \phi_3 \phi_4\}$ – функции формы, представляющие собой произведения полиномов Эрмита третьей степени и билинейные функции локальных координат соответственно.

Как видно в аппроксимирующих функциях (9) каждая искомая величина внутренней точки конечного элемента выражается через узловые значения только этой же величины.

На основе соотношений (9) формируется аппроксимирующее выражение в матричном виде

$$\{U\}_{6 \times 1} = [D_s]_{6 \times 48} \{U_y^r\}_{48 \times 1}. \quad (10)$$

Применение интерполяционных выражений (9) позволяет получать корректные решения только в декартовой системе координат. Использование данных зависимостей в криволинейных координатах может приводить к существенным погрешностям вычислений, особенно при значительных кривизнах срединных поверхностей оболочек или при наличии возможности смещения оболочки под действием заданной нагрузки как абсолютно твердого тела. Поэтому наиболее адекватным является приме-

нение инвариантной векторной интерполяционной процедуры, основанной на использовании выражений вида

$$\mathbf{v} = \{\Psi\}_{1 \times 12}^T \{\mathbf{v}_y^l\}_{12 \times 1} = \{\Psi\}_{1 \times 12}^T [L]_{12 \times 12} \{\mathbf{v}_y^r\}_{12 \times 1} = \{h\}_{1 \times 12}^T \{\mathbf{v}_y^r\}_{12 \times 1} = \{h\}_{1 \times 12}^T [\mathbf{A}_v]_{12 \times 36} \{n_v\}_{36 \times 1} = \{h\}_{1 \times 12}^T [\mathbf{A}_v]_{12 \times 36} [G]_{36 \times 36} \{v_y^r\}_{36 \times 1}; \quad (11)$$

$$\gamma = \{\Phi\}_{1 \times 4}^T \{\gamma_y\}_{4 \times 1} = \{\Phi\}_{1 \times 4}^T [\mathbf{A}_\gamma]_{4 \times 12} \{\gamma_y\}_{12 \times 1}, \quad (12)$$

где $\{\mathbf{v}_y^l\}_{1 \times 12}^T = \{\mathbf{v}^i \mathbf{v}^j \mathbf{v}^k \mathbf{v}^l \mathbf{v}_1^i \mathbf{v}_1^j \mathbf{v}_1^k \mathbf{v}_1^l \mathbf{v}_2^i \mathbf{v}_2^j \mathbf{v}_2^k \mathbf{v}_2^l\}$ — матрицы-строки векторных узловых неизвестных; $[L]$ — матрица перехода от столбца $\{\mathbf{v}_y^l\}$ к столбцу $\{\mathbf{v}_y^r\}$; $[\mathbf{A}_v]$, $[\mathbf{A}_\gamma]$ — матрицы, элементами которых являются строки базисных векторов узловых точек.

$$\{n_v\}_{1 \times 36}^T = \{v^{1i} v^{2i} v^{3i} \dots v^{li} t_1^{2i} t_1^{3i} \dots t_1^{li} t_2^{2i} t_2^{3i} \dots t_2^{li}\};$$

$$\{\gamma_y\}_{1 \times 12}^T = \{\gamma^{1i} \gamma^{2i} \gamma^{3i} \gamma^{1j} \gamma^{2j} \gamma^{3j} \gamma^{1k} \gamma^{2k} \gamma^{3k} \gamma^{1l} \gamma^{2l} \gamma^{3l}\}.$$

Производные векторов $\mathbf{v}$ и γ определяются дифференцированием выражений (11) и (12)

$$\begin{aligned} \mathbf{v}_{,\alpha} &= \{\Psi_{,\alpha}\}_{1 \times 12}^T [L]_{12 \times 12} \{\mathbf{v}_y^r\}_{12 \times 1} = \{h_{\alpha}\}_{1 \times 12}^T \{\mathbf{v}_y^r\}_{12 \times 1} = \{h_{\alpha}\}_{1 \times 12}^T [\mathbf{A}_v]_{12 \times 36} [G_v]_{36 \times 36} \{v_y^r\}_{36 \times 1}; \\ \gamma_{,\alpha} &= \{\Phi_{,\alpha}\}_{1 \times 4}^T [\mathbf{A}_\gamma]_{4 \times 12} \{\gamma_y\}_{12 \times 1} = \{w\}_{1 \times 4}^T [\mathbf{A}_\gamma]_{4 \times 12} \{\gamma_y\}_{12 \times 1}. \end{aligned} \quad (13)$$

Входящие в структуру матриц $[\mathbf{A}_v]$ и $[\mathbf{A}_\gamma]$ векторы базисов узлов КЭ могут быть выражены через векторы локального базиса внутренней точки четырехугольного КЭ

$$\{\mathbf{e}^{op}\} = [b^{op}] \{\mathbf{e}^o\}, \quad (14)$$

где $\{\mathbf{e}^{op}\} = \{\mathbf{e}_1^{op} \mathbf{e}_2^{op} \mathbf{e}_n^{op}\}$; верхний индекс p обозначает узел КЭ i, j, k или l .

Представляя левые части (11), (12) и (13) выражениями (2), можно получить соотношения

$$\begin{aligned} \{\mathbf{e}^0\}_{1 \times 3}^T \{v\}_{3 \times 1} &= \{\mathbf{e}^0\}_{1 \times 3}^T \left[h_1 [b^{0i}]^T \dots h_{12} [b^{0l}]^T \right]_{3 \times 36} [G]_{36 \times 36} \{\mathbf{v}_y^r\}_{36 \times 1} = \{\mathbf{e}^0\}_{1 \times 3}^T [H]_{3 \times 36} \{v_y^r\}_{36 \times 1}; \\ \{\mathbf{e}^0\}_{1 \times 3}^T \{\gamma\}_{3 \times 1} &= \{\mathbf{e}^0\}_{1 \times 3}^T \left[\varphi_1 [b^{0i}]^T \dots \varphi_4 [b^{0l}]^T \right]_{3 \times 12} \{\gamma_y\}_{12 \times 1} = \{\mathbf{e}^0\}_{1 \times 3}^T [r]_{3 \times 12} \{\gamma_y\}_{12 \times 1}; \\ \{\mathbf{e}^0\}_{1 \times 3}^T \{t_\alpha^k\}_{3 \times 1} &= \{\mathbf{e}^0\}_{1 \times 3}^T \left[h_{\alpha 1} [b^{0i}]^T \dots h_{\alpha 12} [b^{0l}]^T \right]_{3 \times 36} [G_v]_{36 \times 36} \{v_y^r\}_{36 \times 1} = \{\mathbf{e}^0\}_{1 \times 3}^T [H_\alpha]_{3 \times 36} \{v_y^r\}_{36 \times 1}; \\ \{\mathbf{e}^0\}_{1 \times 3}^T \{t_\alpha^k\}_{3 \times 1} &= \{\mathbf{e}^0\}_{1 \times 3}^T \left[w_1 [b^{0i}]^T \dots w_4 [b^{0l}]^T \right]_{3 \times 12} \{\gamma_y\}_{12 \times 1} = \{\mathbf{e}^0\}_{1 \times 3}^T [r_\alpha]_{3 \times 12} \{\gamma_y\}_{12 \times 1}. \end{aligned} \quad (15)$$

Приравнявая соответствующие выражения при $\{\mathbf{e}^0\}^T$ в левых и правых частях равенств (15), можно получить искомые аппроксимирующие зависимости для компонент вектора перемещения и компонент вектора углов поворота, а также их производных

$$\begin{aligned} \{v\}_{3 \times 1} &= [H]_{3 \times 36} \{v_y^r\}_{36 \times 1}; & \{\gamma\}_{3 \times 1} &= [r]_{3 \times 12} \{\gamma_y\}_{12 \times 1}; \\ \{t_\alpha^k\}_{3 \times 1} &= [H_\alpha]_{3 \times 36} \{v_y^r\}_{36 \times 1}; & \{t_\alpha^k\}_{3 \times 1} &= [r_\alpha]_{3 \times 12} \{\gamma_y\}_{12 \times 1}. \end{aligned} \quad (16)$$

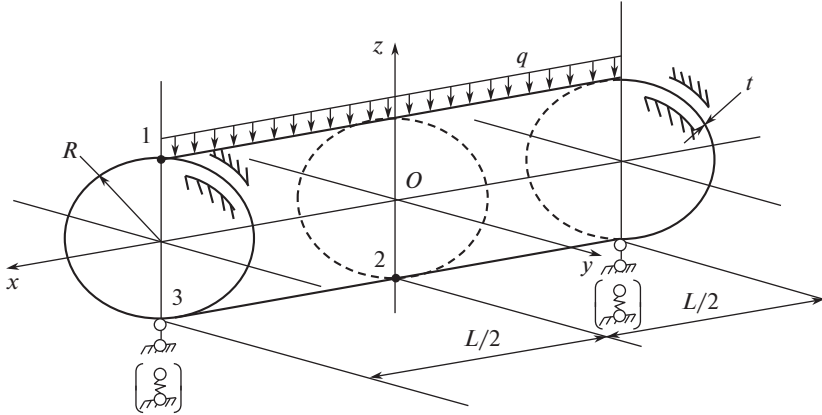


Рис. 1. Расчетная схема цилиндра.

На основании (16) можно сформулировать матричное соотношение

$$\{U\}_{6 \times 1} = [D_v]_{6 \times 48} \{U_y^r\}_{48 \times 1}. \quad (17)$$

Анализируя (16), можно отметить их принципиальное отличие от (9), которое заключается в том, что при использовании инвариантной векторной интерполяционной процедуры каждая компонента вектора перемещения зависит от узловых значений всех трех компонент векторов перемещений и их производных, а каждая компонента вектора угла поворота нормали зависит от узловых значений всех компонент векторов углов поворота нормалей узлов КЭ. При использовании общепринятой интерполяции отдельных компонент вектора перемещения и компонент вектора угла поворота как скалярных величин, каждая компонента вектора перемещения зависит от узловых значений этой же компоненты и не зависит от узловых значений остальных двух компонент и их производных, а каждая компонента вектора угла поворота зависит от узловых значений только этой же компоненты и не зависит от узловых значений остальных компонент.

Аппроксимации искомых величин (10) и (17) можно представить в матричном виде

$$\{U\}_{6 \times 1} = [D_w]_{6 \times 48} \{U_y^r\}_{48 \times 1}. \quad (18)$$

$[D_w]_{6 \times 48}$ – матрица аппроксимирующих функций по (10) или (17).

С использованием аппроксимирующих выражений (18) стандартным образом формируется матрица жесткости конечного элемента $[K]$

$$[K]_{48 \times 48} \{U_y^r\}_{48 \times 1} = \{F_y\}_{48 \times 1}, \quad (19)$$

где $\{F_y\}_{48 \times 1}^T = \left\{ \{f_y\}_{1 \times 36}^T \{0\}_{1 \times 12}^T \right\}$ – матрица-строка узловых усилий конечного элемента.

Пример расчета. Была решена задача по определению НДС цилиндра, нагруженного вдоль образующей равномерно распределенной нагрузкой интенсивности q и имеющего по торцам шарнирные опоры, препятствующие вертикальному смещению (рис. 1).

Таблица 1

Координаты точек (x, см; t, рад)	Напряжения, Н/см ²	Вариант расчета							
		I				II			
		Интерполяционная процедура							
		Скалярная		Векторная		Скалярная		Векторная	
		17 × 17	21 × 21	17 × 17	21 × 21	17 × 17	21 × 21	17 × 17	21 × 21
Т. 1 (20.0; 0.0)	σ ₁₁ ^{ВН}	56.3	57.1	55.4	56.5	71.8	70.2	61.7	64.8
	σ ₂₂ ^{ВН}	200.5	206.5	197.4	204.7	245.6	242.3	214.2	225.5
	σ ₁₃ ^{ВН}	−27.1	−33.8	−27.0	−33.8	−12.7	−15.8	−12.5	−15.7
	σ ₁₁ ^Н	−54.8	−55.8	−54.2	−55.4	−66.0	−66.7	−70.7	−69.9
	σ ₂₂ ^Н	−201.0	−209.2	−199.0	−207.9	−229.6	−234.2	−245.3	−244.9
	σ ₁₃ ^Н	−27.1	−33.8	−27.0	−33.8	−12.7	−15.8	−12.5	−15.7
Т. 2 (0.0; π)	σ ₁₁ ^{ВН}	63.8	66.2	62.9	65.7	72.1	71.4	67.4	69.3
	σ ₂₂ ^{ВН}	204.2	209.6	201.4	207.9	222.7	221.5	207.4	214.5
	σ ₁₁ ^Н	−54.3	−53.8	−53.5	−53.4	−53.7	−55.1	−56.4	−56.6
	σ ₂₂ ^Н	−196.3	−201.7	−194.0	−200.4	−208.1	−210.8	−215.0	−215.5

Вдоль торцевых окружностей цилиндра запрещена производная нормальной компоненты вектора перемещения, т.е. торцы цилиндра имеют скользящую заделку. Были приняты следующие исходные данные: $q = 0.25 \text{ H}/\text{см}$; $L = 40 \text{ см}$; $R = 40 \text{ см}$; $t = 0.4 \text{ см}$; $E = 2 \times 10^7 \text{ H}/\text{см}^2$; $\nu = 0.3$. Вследствие наличия плоскостей симметрии рассчитана 1/4 часть цилиндра. Расчеты выполнены в двух вариантах отсчета угла поворота как при векторной, так и при скалярной интерполяционных процедурах.

Результаты повариантного расчета представлены в табл. 1, в которой приведены значения нормальных и сдвиговых напряжений на внутренней σ^{BH} и наружной σ^{H} поверхностях цилиндра в точках 1 и 2 (рис. 1) в зависимости от вида интерполяционной процедуры и сетки узлов дискретизации рассчитываемого фрагмента.

Анализ численных значений напряжений, представленных в табл. 1, показывает, что в обоих вариантах расчета наблюдается удовлетворительная сходимость вычислительного процесса как при скалярной, так и при векторной интерполяционных процедурах. Однако, во втором варианте расчета нормальные напряжения имеют значения, превышающие значения нормальных напряжений первого варианта примерно на 10%. Напряжения сдвига, наоборот, во втором варианте имеют меньшие значения (примерно в 2 раза) по сравнению с первым вариантом. Результаты второго варианта расчета являются более корректными из-за более полного использования дифферен-

Таблица 2

Координаты точек (x, см; t, рад)	Напряжения, Н/см ²	Скалярная интерполяционная процедура							
		Вариант расчета							
		I				II			
		Величина жесткого смещения, см							
		0.0	100.0	200.0	500.0	0.0	100.0	200.0	500.0
Т. 1 (20.0; 0.0)	σ_{11}^{BH}	57.1	154.5	237.0	422.7	70.2	313.1	527.4	1041.7
	σ_{22}^{BH}	200.5	519.7	784.8	1381.5	242.3	1038.3	1740.6	3425.9
	σ_{13}^{BH}	−33.8	−33.1	−32.5	−31.2	−15.8	−15.6	−15.5	−15.1
	σ_{11}^H	−55.8	43.2	127.0	315.6	−66.7	−123.5	−173.6	−293.8
	σ_{22}^H	−209.2	110.6	381.2	990.4	−234.2	−432.0	−606.4	−1025.1
	σ_{13}^H	−33.8	−33.1	−32.5	−31.2	−15.8	−15.6	−15.5	−15.1
Т. 3 (20.0; π)	σ_{11}^{BH}	97.6	−7.9	−97.3	−248.4	199.3	−56.1	−281.4	−882.1
	σ_{22}^{BH}	210.5	−120.2	−400.1	−1030.3	337.6	−479.5	−1200.4	−2930.5
	σ_{13}^{BH}	−70.2	−65.1	−60.7	−51.0	−40.2	−37.9	−35.8	−30.9
	σ_{11}^H	−95.9	−186.9	−264.0	−437.4	−191.9	−123.1	−62.4	83.2
	σ_{22}^H	−243.2	−542.7	−796.2	−1366.9	−349.1	−129.5	64.2	529.1
	σ_{13}^H	−70.2	−65.1	−60.7	−51.0	−40.2	−37.9	−35.8	−30.9

Таблица 3

Координаты точек (x, см; t, рад)	Напряжения, Н/см ²	Векторная интерполяционная процедура					
		Вариант расчета					
		I			II		
		Величина жесткого смещения, см					
		0.0	100.0	500.0	0.0	100.0	500.0
Т. 1 (20.0; 0.0)	σ_{11}^{BH}	56.5	56.5	56.5	64.8	64.8	64.8
	σ_{22}^{BH}	204.7	204.7	204.7	225.5	225.5	225.5
	σ_{13}^{BH}	−33.8	−33.8	−33.8	−15.7	−15.7	−15.7
	σ_{11}^H	−55.4	−55.4	−55.4	−69.9	−69.9	−69.9
	σ_{22}^H	−207.9	−207.9	−207.9	−244.9	−244.9	−244.9
	σ_{13}^H	−33.8	−33.8	−33.8	−15.7	−15.7	−15.7
	Т. 3 (20.0; π)	σ_{11}^{BH}	96.7	96.7	96.7	184.3	184.3
σ_{22}^{BH}		208.0	208.0	208.0	293.5	293.5	293.5
σ_{13}^{BH}		−70.2	−70.2	−70.2	−39.7	−39.7	−39.7
σ_{11}^H		−95.6	−95.6	−95.6	−200.5	−200.5	−200.5
σ_{22}^H		−242.5	−242.5	−242.5	−380.0	−380.0	−380.0
σ_{13}^H		−70.2	−70.2	−70.2	−39.7	−39.7	−39.7

циальных характеристик параметров деформированного состояния. Если шарнирные опоры, препятствующие вертикальному смещению цилиндра, заменить на пружинные, то оболочка получит возможность смещаться вертикально вниз как абсолютно твердое тело. Варьируя жесткостью пружины, можно получать различные величины жесткого смещения.

Результаты повариантного расчета при изменении условий опирания представлены в табл. 2 (скалярная интерполяционная процедура) и в табл. 3 (векторная интерполяционная процедура), в которых приведены значения напряжений при сетке узлов 21×21 в точках 1 и 3 с различными значениями жесткого смещения цилиндра.

Вывод. Анализ полученных данных показывает, что при использовании скалярной интерполяционной процедуры численные значения напряжений при жестком смещении оболочки существенно изменяются (сильно возрастают), достигая неприемлемых значений. При использовании векторной интерполяционной процедуры в обоих вариантах расчета НДС цилиндра не меняется, несмотря на существенную величину жесткого смещения, т.к. использование векторной аппроксимации позволяет в неявном виде автоматически учитывать смещения конечного элемента как жесткого целого при использовании криволинейной системы координат. Таким образом, на основании численных расчетов, можно сделать вывод, что в задачах по определению НДС оболочек вращения с учетом сдвиговых деформаций необходимо использовать именно векторную интерполяцию линейных и угловых искомых величин.

ФИНАНСИРОВАНИЕ

Исследование выполнено при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований и Администрации Волгоградской области в рамках исследовательского проекта № 19-41-343003 р_мол_а.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Новожилов В.В. Теория тонких оболочек. СПб.: Изд-во С.-Петербург. ун-та, 2010. 380 с.
2. Галимов К.З., Паймушин В.Н., Терегулов И.Г. Основания нелинейной теории оболочек Акад. наук Татарстана. Казань: Фэн, 1996. 215 с.
3. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки. М.: Наука, 1966. 636 с.
4. Рикардс Р.Б. Метод конечных элементов в теории оболочек и пластин. Рига: Зинатне, 1988. 248 с.
5. Черных К.Ф. Линейная теория оболочек. Л.: Изд-во ЛГУ, 1962. Т. 1. 374 с.; 1964. Т. 2. 395 с.
6. Голованов А.И., Тюленева О.Н., Шигабутдинов А.Ф. Метод конечных элементов в статике и динамике тонкостенных конструкций. М.: Физматлит, 2006. 391 с.
7. Storozhuk E.A., Yatsura A.V. Exact solutions of boundary-value problems for noncircular cylindrical shells // International Applied Mechanics. 2016. Т. 52. № 4. С. 386.
8. Klochkov Yu.V., Nikolaev A.P., Shubovich A.A., Marchenko S.S. Analysis of geometrically nonlinear shells of revolution based on the finite element method with the vector interpolation of desired quantities. Russian Aeronautics. 2013. Т. 56. № 4. С. 327.
9. Bouledroua O., Elazzizi A., HadjMeliani M., Pluvinage G., Matvienko Y.G. T-stress estimation by the two-parameter approach for a specimen with a V-shaped notch // Journal of Applied Mechanics and Technical Physics. 2017. V. 58. № 3. 546 p.

-
10. Азиков Н.С., Павлов Е.А. Исследование устойчивости сетчатой композитной пластины // Авиационная промышленность. 2016. № 3. С. 46.
 11. Бате К., Вилсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов. М.: Книга по требованию, 2012. 445 с.
 12. Zhelezov L.P., Kabanov V.V., Boiko D.V. Nonlinear deformation and stability of discretely reinforced elliptical cylindrical shells under transverse bending and internal pressure, Russian Aeronautics, 2014. V. 57. № 2. P. 118.
 13. Sheshenin S.V., Bakhmet'ev S.G. A model of the effective rubber-cord ply Moscow university mechanics bulletin, 2014. V. 69. № 5. P. 109.
 14. Krivoshapko S.N., Ivanov V.N. Encyclopedia of Analytical Surfaces // Springer International Publishing. Switzerland. 2015. 752 p.
 15. Седов Л.И. Механика сплошной среды. М.: Наука, 1976. Т. 1. 536 с.

**НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ
МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ**

УДК 621.833.6

**ИССЛЕДОВАНИЕ САМОТОРМОЗЯЩИХСЯ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ
С ОДНОВЕНЦОВЫМИ САТЕЛЛИТАМИ**© 2020 г. Г. А. Тимофеев^{1,*}, В. В. Панюхин¹, Д. В. Сашенко¹¹ *Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия***e-mail: timga@bmstu.ru*

Поступила в редакцию 07.02.2019 г.

Принята к публикации 07.03.2020 г.

Изложены результаты исследования самоторможения планетарных передач с одно-
венцовыми сателлитами, центральными и опорными колесами, имеющими внепо-
люсные зацепления. С помощью разработанного метода исследования самотормо-
жения механизмов определены условия самоторможения этих планетарных передач.
Найдены области существования самотормозящихся зацеплений, где они имеют
высокий КПД прямого хода.

Ключевые слова: условия самоторможения, самотормозящиеся планетарные переда-
чи с одновенцовыми сателлитами, области существования самотормозящихся вне-
полюсных зацеплений, высокий КПД прямого хода планетарных самотормозящихся
зубчатых передач

DOI: 10.31857/S0235711920040148

Реализация самоторможения в планетарных передачах (механизмах) без приме-
нения специальных тормозящих устройств в робототехнике и грузоподъемной технике
является актуальной. Для этого необходимо использовать внутренние и внешние за-
цепления со значительными смещениями.

Задачей настоящего исследования является синтез высокоэффективных конструк-
ций самотормозящихся планетарных передач, содержащих внеполюсные зацепления
тормозящих профилей. Синтез предусматривает выделение в области существования
планетарной передачи подобласти самоторможения и поиск в этой подобласти опти-
мальных параметров конструкции.

Имеющиеся в литературе [1–8] сведения о наличии или отсутствии самоторможе-
ния в планетарных передачах получены на основе анализа передач с зацеплениями,
имеющими одинаковые значения КПД прямого и обратного хода. Поэтому они ха-
рактеризуют только тот частный случай, когда все зацепления имеют центральное
расположение полюса на линии зацепления. Известно, что во внеполюсных цилин-
дрических зацеплениях можно получить такую разницу между КПД прямого и обрат-
ного хода, которая обеспечивает самоторможение при обратном ходе при достаточно
высоком значении КПД прямого хода [9].

Проведенное исследование цилиндрических передач внешнего и внутреннего за-
цепления показало, что для достижения в них самоторможения нужно использовать
зацепления со значительным смещением [7, 8]. Поскольку в прямозубых зацеплениях
возможности смещения рабочих участков профилей очень ограничены из-за опасно-
сти заострения или подрезания зубьев, в необходимых случаях они заменяются косо-
зубыми или шевронными, для которых допустимые смещения значительно больше.

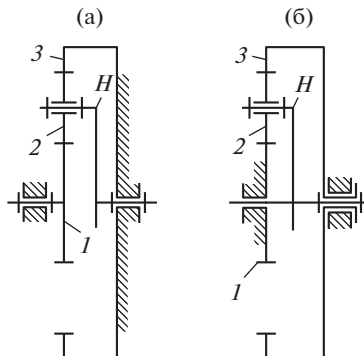


Рис. 1. Схемы планетарных передач: (а) – A_{H1}^3 ; (б) – A_{H3}^1 .

В косозубых передачах величина смещения рабочих участков профилей от полюса определяется в основном разницей углов наклона профилей зубьев, участвующих в зацеплении. Поэтому задача обеспечения самоторможения планетарной передачи в заданном состоянии сводится к определению необходимых для этого углов наклона зубьев во внеполюсных зацеплениях. При этом нормальные углы профилей выбираются из тех же соображений, что и в обычных передачах.

Схемы одновенцовых планетарных передач по классификации В.Н. Кудрявцева [1, 12] имеют обозначения: A_{H1}^3 , A_{H3}^1 (рис. 1). Кинематическая схема передачи A_{H1}^3 с одновенцовым сателлитом 2, имеющим внешнее зацепление с центральным колесом 3, представлена на рис. 1а. Кинематическая схема планетарной передачи A_{H3}^1 с одновенцовым сателлитом 2, имеющим внутреннее зацепление с центральным колесом 3, представлена на рис. 1б.

Схема сил в зацеплениях показана на рис. 2. Силы, действующие на водило H и само водило на рис. 2 не показаны.

Запишем уравнения равновесия центрального колеса 1, сателлита 2 и водила H при установившемся движении в тяговом режиме прямого хода, когда ведущим является колесо 1, а ведомым – водило H

$$M_1 = r_{b1} (N_{t12} + T_{12} \operatorname{tg} \alpha_{ty12}), \quad (1)$$

$$r_{b2} (N_{t21} + T_{21} \operatorname{tg} \alpha_{ty21}) = r_{b2} (N_{t23} + T_{23} \operatorname{tg} \alpha_{ty23}), \quad (2)$$

$$M_H = T_{21} (r_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{ty12} + r_{b2} \operatorname{tg} \alpha_{ty21}) + N_{t21} (r_{b1} + r_{b2}) + N_{t23} (r_{b3} - r_{b2}) + T_{23} (r_{b3} \operatorname{tg} \alpha_{ty32} - r_{b2} \operatorname{tg} \alpha_{ty23}). \quad (3)$$

Преобразуем уравнения (1)–(3) к виду

$$M_1 = N_{t12} r_{b1} (1 + \tau_{12}), \quad (4)$$

$$N_{t21} (1 + \tau_{21}) = N_{t23} (1 + \tau_{23}), \quad (5)$$

$$M_H = N_{t21} [r_{b1} (1 + \tau_{12}) + r_{b2} (1 + \tau_{21})] + N_{t23} [r_{b3} (1 + \tau_{32}) - r_{b2} (1 + \tau_{23})], \quad (6)$$

$$\text{где } \tau_{ij} = \frac{T_{ij} \operatorname{tg} \alpha_{tij}}{N_{ij}}; \quad i, j = 1, 2, 3. \quad (7)$$

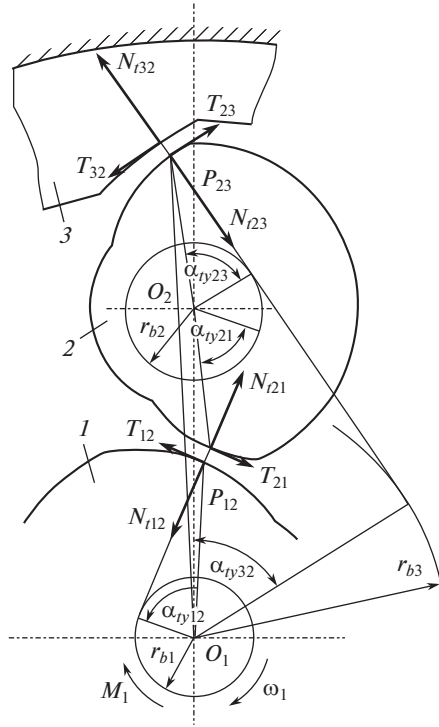


Рис. 2. Силовая схема планетарной передачи A_{H1}^3 .

Если силы трения T_{ij} пропорциональны нормальным реакциям N_{ij} , то параметры торможения τ_{ij} принимают вид

$$\tau_{ij} = \frac{f_{ij} \operatorname{tg} \alpha_{tij}}{\cos \beta_b}; \quad i, j = 1, 2, 3. \quad (8)$$

Решая систему уравнений (4)–(6), найдем отношение выходного M_H и входного M_1 моментов

$$\frac{M_H}{M_1} = 1 + \frac{r_{b3}(1 + \tau_{21})(1 + \tau_{32})}{r_{b1}(1 + \tau_{12})(1 + \tau_{23})} = 1 + \frac{r_{b3}}{r_{b1}} \eta_{12} \eta_{23}. \quad (9)$$

Умножая на передаточное отношение и учитывая, что радиусы основных окружностей пропорциональны числам зубьев, получаем известную [11] формулу для КПД прямого хода

$$\eta_{1H} = \left(1 + \frac{z_3}{z_1} \eta_{23} \eta_{12}\right) : \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right). \quad (10)$$

Из уравнений (4)–(6) и (10) следует, что тяговый режим прямого хода передачи A_{H1}^3 возможен при одновременном выполнении условий

$$-\frac{z_1}{z_3} < \eta_{23} \eta_{12} < 1; \quad \tau_{12} > -1; \quad \tau_{21} > -1; \quad \tau_{23} > -1. \quad (11)$$

Выполнение условий (11) практически не накладывает каких-либо дополнительных ограничений при проектировании передачи, поскольку при реальных значениях коэффициентов трения в зацеплениях эти условия не будут выполняться только для колес с очень большими углами наклона зубьев (более 80°).

Уравнения равновесия звеньев в тяговом режиме обратного хода, когда водило H становится ведущим, отличаются от уравнений (1)–(3) противоположными знаками сил трения

$$M_1 = r_{b1} (N_{i12} - T_{12} \operatorname{tg} \alpha_{\eta 12}), \quad (12)$$

$$r_{b2} (N_{i21} - T_{21} \operatorname{tg} \alpha_{\eta 21}) = r_{b2} (N_{i23} - T_{23} \operatorname{tg} \alpha_{\eta 23}), \quad (13)$$

$$M_H = N_{i21} (r_{b1} + r_{b2}) - T_{21} (r_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{\eta 12} + r_{b2} \operatorname{tg} \alpha_{\eta 21}) + \\ + N_{i23} (r_{b3} - r_{b2}) - T_{23} (r_{b3} \operatorname{tg} \alpha_{\eta 32} - r_{b2} \operatorname{tg} \alpha_{\eta 23}). \quad (14)$$

Вводя обозначения по формуле (7), преобразуем уравнения (12)–(14) к виду

$$M_1 = N_{i12} r_{b1} (1 - \tau_{12}), \quad (15)$$

$$N_{i21} (1 - \tau_{21}) = N_{i23} (1 - \tau_{23}), \quad (16)$$

$$M_H = N_{i21} [r_{b1} (1 - \tau_{12}) + r_{b2} (1 - \tau_{21})] + N_{i23} [r_{b3} (1 - \tau_{32}) - r_{b2} (1 - \tau_{23})]. \quad (17)$$

Решая систему уравнений (15)–(17), найдем отношение выходного и входного моментов

$$\frac{M_H}{M_1} = 1 + \frac{r_{b3}(1 - \tau_{21})(1 - \tau_{32})}{r_{b1}(1 - \tau_{12})(1 - \tau_{23})} = 1 + \frac{r_{b3}}{r_{b1}} \eta_{32} \eta_{21}. \quad (18)$$

Умножая на передаточное отношение и учитывая, что радиусы основных окружностей пропорциональны числам зубьев, получаем формулу для КПД обратного хода η_{H1}

$$\eta_{H1} = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) : \left(1 + \frac{z_3}{z_1 \eta_{21} \eta_{32}}\right). \quad (19)$$

В формулу (19) входят КПД η_{21} и η_{32} обратного хода отдельных зацеплений, а не прямого. Поскольку КПД обратного хода может значительно отличаться от КПД прямого хода, особенно во внеполюсных зацеплениях, это обстоятельство является существенным.

Из уравнений (15)–(17) и (19) следует, что при выполнении зацеплением колес 1, 2 условия самоторможения передачи при сохранении способности работы в режиме оттормаживания имеют вид

$$-\frac{z_3}{z_1 \eta_{32}} < \eta_{21} < 0. \quad (20)$$

Второе условие совпадает с тем, на основе которого получены выражения для определения углов β_{y1} и β_{y2} наклона зубьев колес самотормозящейся цилиндрической передачи

$$\cos \beta_{y1} \leq \operatorname{tg} \alpha_{\eta y1} \sqrt{\frac{1}{4} + \left[\frac{\min f}{(1 - \min \psi_1) \sin \alpha_{\eta y1}} \right]^2} - \frac{1}{2}, \quad (21)$$

$$\cos \beta_{y2} > \operatorname{tg} \alpha_{\eta y2} \sqrt{\frac{1}{4} + \left[\frac{\max f}{(1 + \min \psi_2) \sin \alpha_{\eta y2}} \right]^2} - \frac{1}{2}, \quad (22)$$

где ψ_1 и ψ_2 – коэффициенты, учитывающие трение качения и верчения в зацеплении и трение в опорах [4]

$$\psi_{1,2} = \frac{M_K \cos \beta_b + M_B \sin \beta_b + M_{T1,2}}{M_{1,2}}, \quad (23)$$

где M_K и M_B – моменты трения качения и верчения в зацеплении; M_T и M – моменты трения в опорах и нормальной реакции.

Первое из условий (20), ограничивающих значение η_{21} , выразим через параметры τ_{12} и τ_{21} , учитывающие трение скольжения в зацеплении, и коэффициенты ψ_1 и ψ_2

$$\eta_{21} = \frac{1 - \tau_{12} - \min \psi_1}{1 - \tau_{21} + \min \psi_2} > -\frac{z_3}{z_1 \eta_{32}}. \quad (24)$$

Параметры τ_{12} и τ_{21} можно выразить через коэффициент трения скольжения f_{12} в зацеплении колес 1 и 2 и нормальные α_{ny1} и α_{ny2} углы профилей колес 1 и 2

$$\tau_{ij} = \frac{f_{ij} \operatorname{tg} \alpha_{nyi}}{\cos \beta_{yi} \cos \beta_b}; \quad i, j = 1, 2. \quad (25)$$

Анализ условий (25) показывает, что оно ограничивает максимально допустимое значение параметра τ_{12}

$$\max \tau_{12} < \frac{z_3}{z_1 \eta_{32}} (1 - \max \tau_{21} + \min \psi_2) + 1 - \max \psi_1. \quad (26)$$

Таким образом, в отличие от (21), найденное значение β_{y1} должно удовлетворять условию

$$\sec \beta_{y1} < \frac{\cos \beta_b}{\max f_{12} \operatorname{tg} \alpha_{ny1}} \left[\frac{z_3}{z_1 \eta_{32}} (1 - \max \tau_{21} + \min \psi_2) + 1 - \max \psi_1 \right]. \quad (27)$$

Уравнения равновесия звеньев в режиме оттормаживания отличаются от (15)–(17) только знаком входного момента M_1 . Их решение дает соотношение между выходным и входным моментами

$$\frac{M_H}{M_1} = \frac{r_{b3}(1 - \tau_{21})(1 - \tau_{32})}{r_{b1}(1 - \tau_{12})(1 - \tau_{23})} - 1 = -\frac{z_3}{z_1 \eta_{32} \eta_{21}} - 1. \quad (28)$$

В том случае, когда режим оттормаживания необходимо исключить, и механизм предназначен для работы только в тяговом режиме прямого хода, параметры тормозящих профилей должны удовлетворять условиям

$$\cos \beta_{y1} \leq \operatorname{tg} \alpha_{ny1} \sqrt{\frac{1}{4} + \left[\frac{\min f_{12}}{(1 - \min \psi_1) \sin \alpha_{ny1}} \right]^2} - \frac{1}{2}, \quad (29)$$

$$\cos \beta_{y2} \leq \operatorname{tg} \alpha_{ny2} \sqrt{\frac{1}{4} + \left[\frac{\max f_{12}}{(1 + \max \psi_2) \sin \alpha_{ny2}} \right]^2} - \frac{1}{2}. \quad (30)$$

При этом должно быть сохранено условие внеполюсности зацеплений

$$\beta_{y1} > \beta_{y2} > \beta_{y3}. \quad (31)$$

Проведенный анализ показывает, что передача A_{H1}^3 может быть самотормозящейся при обратном ходе при сохранении высокого значения КПД прямого хода.

На рис. 3 показаны графики углов наклона колес самотормозящейся передачи от угла исходного профиля, построенные по формулам (21) и (27). Зона существования

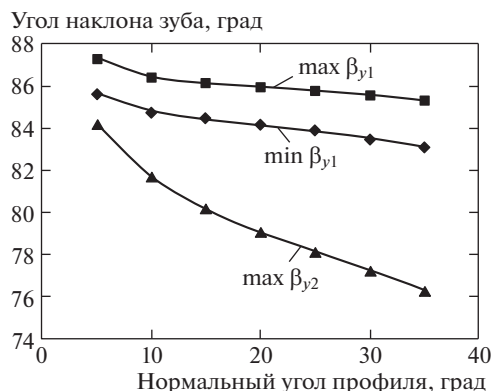


Рис. 3. Область самоторможения планетарной передачи A_{H1}^3 .

первого варианта самоторможения — полоса между графиками $\min \beta_{y1}$ и $\max \beta_{y1}$ (два верхних графика) для угла наклона колеса 1 и область ниже графика $\max \beta_{y2}$ для угла наклона сателлита 2. Зона существования второго варианта самоторможения — область выше графика $\min \beta_{y1}$ для угла наклона колеса 1 и область выше графика $\max \beta_{y2}$ для угла наклона сателлита 2.

Исследование для передачи A_{H3}^1 показало, что вид областей существования первого и второго вариантов самоторможения аналогичен приведенному на рис. 3.

Выводы. 1. Для самоторможения в отдельной ступени в составе планетарной передачи образующая ступень высшая кинематическая пара выполняется с таким смещением рабочего участка линии зацепления относительно полюса, которое обеспечивает снижение КПД обратного хода на величину, достаточную для самоторможения в целом. При этом смещение производится в том направлении, которое обеспечивает наибольший КПД прямого хода самотормозящейся передачи.

2. Планетарная передача с одновенцовыми сателлитами A_{H1}^3 может быть самотормозящейся при обратном ходе с возможностью оттормаживания либо без такового при сохранении высокого КПД прямого хода.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Планетарные передачи / Справочник. Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. Л.: Машиностроение, 1977. 536 с.
2. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. М.: Машиностроение, 1981. 438 с.
3. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов. Л.: Машиностроение, 1969. 370 с.
4. Турпаев А.И. Винтовые механизмы и передачи. М.: Машиностроение, 1982. 223 с.
5. Pennock G.R., Alwerdt J.J Duality between the kinematics of gear trains and the statistics of beam systems // Mech. Msch. Theory. 2007. V. 42 (11). P. 512–526.
6. Shigley J.E., Mischke C.R. Mechanical Engineering Design. 6th ed. Boston: McGraw-Hill, 2001.
7. Litvin F.L. Development of Gear Technology and Theory of Gearing, NASA Ref. 1406, Lewis Research Center, Cleveland, OH, 1997.
8. Dooner D.B., Seireg A.A. The Kinematic Theory of Gearing. Jhon Wiley & Sons. New York, 1995.

-
9. Пат. 1479765 РФ, МКИ F 16 Н 1/18. Цилиндрическая зубчатая передача / В.В. Панюхин (РФ). № 4336734/25-28. Оpubл. 15.05.89. Бюл. № 18 // Открытия. Изобретения. 1989. № 18. С. 156.
 10. Тимофеев Г.А., Панюхин В.В. Анализ критериев самоторможения // Вестник Машиностроения, 2002. № 9. С. 3.
 11. Тимофеев Г.А., Самойлова М.В., Панюхин В.В. Анализ критериев самоторможения с точки зрения их обоснованности // Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Серия: Машиностроение. 2013. № 4 (93). С. 27.
 12. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. М.-Л.: Машиностроение, 1966. 306 с.

**НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ
МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ**

УДК 51:621.891

**ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КЛИНОВИДНОЙ ОПОРЫ СКОЛЬЖЕНИЯ
С ЛЕГКОПЛАВКИМ МЕТАЛЛИЧЕСКИМ ПОКРЫТИЕМ**© 2020 г. М. А. Мукутадзе^{1,*}, Д. У. Хасьянова^{2,**}, А. М. Мукутадзе¹¹ Ростовский государственный университет путей сообщения, Ростов-на-Дону, Россия² Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

*e-mail: murman1963@yandex.ru

**e-mail: dinara.khasyanova@mail.ru

Поступила в редакцию 15.01.2019 г.

Принята к публикации 27.03.2020 г.

В статье представлен метод формирования точного автомодельного решения задачи гидродинамического расчета клиновидной опоры (ползун, направляющая), которая работает при наличии смазочного материала, легкоплавкого металлического покрытия на поверхности направляющей и пористого слоя на поверхности ползуна с учетом зависимости вязкости смазочного материала и проницаемости пористого слоя от давления.

Ключевые слова: гидродинамика, опора скольжения (ползун, направляющая), расплавленная поверхность направляющей, вязкость смазочного материала, проницаемость пористого слоя

DOI: 10.31857/S0235711920040100

В современном машиностроении трибоузлы для новых машин проектируются с учетом увеличивающихся статических и ударных нагрузок, действующих на опоры скольжения, которые определяются современными инженерными методами. Одним из важнейших равноправным конструктивным элементом подшипников жидкостного трения является смазочная среда.

Вариантом решения конструктивно-эксплуатационных задач может быть использование в качестве покрытия поверхности направляющей смазывание ее легкоплавким металлическим сплавом, а также применение пористого покрытия на поверхности ползуна.

Диффузионная металлизация из среды легкоплавких жидкометаллических растворов основана на явлении селективного изотермического переноса металлических элементов на металлические материалы [1–4]. Технологически данный процесс осуществляется путем погружения и выдержки изделий в легкоплавком расплаве, содержащем в растворенном состоянии элемент, на базе которого формируются диффузионные покрытия.

Использование данной технологии позволяет получать на поверхности изделий однокомпонентные и многокомпонентные диффузионные покрытия на базе различных металлических элементов.

Смазывание расплавом изучалось во многих прикладных задачах, в частности, в процессах формоизменения и резания металлов [5–7]. Гидродинамическому расчету системы, состоящей из ползуна при его расположении под углом к поверхности направляющей, в условиях отсутствия смазочного вещества, и без учета зависимости

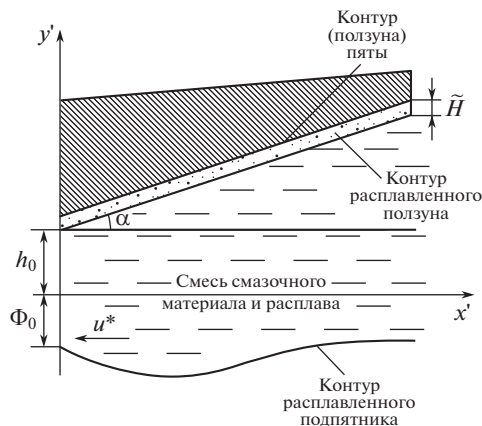


Рис. 1. Рабочая схема.

вязкости смазочного материала и проницаемости пористого покрытия от давления, посвящено большое количество работ [8–10]. Существенным недостатком рассматриваемой пары трения, работающей на смазывании расплавом, пористым покрытием на поверхности ползуна, является низкая несущая способность. Кроме того, процесс смазывания не является самоподдерживающимся.

Таким образом, разработка расчетной модели подшипников скольжения, работающих на смазочных материалах в виде металлических расплавов, а также пористого покрытия на поверхности ползуна с учетом вышеуказанных аспектов функционирования, представляет собой одно из перспективных направлений современной теоретической трибологии. Научная новизна предлагаемого решения заключается в оценке влияния параметра, обусловленного расплавом направляющей, и параметров, которые характеризуют зависимость вязкости смазочного материала и проницаемость пористого слоя от давления, обеспечивающих опорам скольжения аномально низкий коэффициент трения.

Постановка задачи. В статье рассматривается клиновидная опора, состоящая из системы “ползун—направляющая”. Предполагается, что поверхность ползуна, покрытая пористым слоем, и направляющей, покрытая легкоплавким металлическим расплавом, разделены слоем смазочного материала. При этом ползун неподвижен, а направляющая, выполненная из материала с низкой температурой плавления, движется в сторону сужения зазора со скоростью u^* (рис. 1).

В декартовой системе координат $x'o'y'$ (рис. 1) уравнение контура ползуна с пористым покрытием и расплавленной поверхностью направляющей можно записать в виде уравнения

$$y' = h_0 + x' \operatorname{tg} \alpha, \quad y' = -\eta' f'(x'), \quad (1)$$

где $\Phi(x) = \eta' f'(x')$ — функция, характеризующая толщину расплава поверхности направляющей, покрытой легкоплавким металлическим сплавом, Φ_0 — толщина расплавленной пленки легкоплавкого металлического сплава в начальном сечении; α — угол наклона линейного контура ползуна к оси ox' ; h_0 — толщина смазочной пленки в начальном сечении; l — длина неподвижной рабочей поверхности подшипника (ползуна).

Зависимость вязкости смазочного материала и проницаемости пористого слоя от давления задается следующей зависимостью

$$\mu' = \mu_0 e^{\tilde{\alpha} p'}, \quad k' = k_0 e^{\tilde{\alpha} p'}, \quad (2)$$

где μ' — коэффициент динамической вязкости смазочного материала; μ_0 — характерная вязкость ньютоновского смазочного материала; p' — гидродинамическое давление в смазочном слое; $\tilde{\alpha}$ — экспериментальная постоянная величина, k_0 — характерная проницаемость пористого слоя; k' — проницаемость пористого слоя.

Исходные уравнения и граничные условия. Движение смазочного материала описывается безразмерным уравнением течения вязкой несжимаемой жидкости в приближении для “тонкого слоя”, уравнением неразрывности, уравнением Дарси и формулой скорости диссипации механической энергии для определения функции $\Phi(x)$, обусловленной расплавом поверхности направляющей

$$\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = e^{-\alpha p} \frac{dp}{dx}; \quad \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial^2 P}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial P}{\partial y^{*2}} = 0; \quad \frac{d\Phi(x)}{dx} = K \int_{-\Phi(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 dy, \quad (3)$$

с соответствующими граничными условиями

$$\begin{aligned} v &= 0, \quad u = 0, \quad \text{при} \quad y = 1 + \eta x = h(x); \\ v &= -1, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad y = \Phi(x); \quad p(0) = p(1) = \frac{p_a}{p^*}; \\ \frac{\partial P}{\partial y^*} &= 0 \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x + \frac{\tilde{H}}{h_0}; \quad u = \tilde{M} \frac{\partial P}{\partial y^*} \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x; \\ p &= P \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x, \end{aligned} \quad (4)$$

где $\eta = \frac{l \operatorname{tg} \alpha}{h_0}$, $\tilde{M} = \frac{l k}{h_0^3}$, u и v — компоненты вектора скорости смазочной среды;

$K = \frac{2\mu_0 u^*}{h_0 L'}$ — параметр, обусловленный расплавом и скоростью диссипации механической энергии, L' — удельная теплота плавления на единицу объема.

Переход к безразмерным переменным обусловлен следующими формулами:

$$\begin{aligned} x' &= lx; \quad y' = h_0 y; \quad v_{x'} = u^* v; \quad v_{y'} = u^* \frac{h_0}{l} u; \\ p' &= p^* p; \quad p^* = \frac{\mu_0 u^* l}{h_0^2}; \quad \mu' = \mu_0 \mu; \quad \alpha = p^* \tilde{\alpha}. \end{aligned}$$

В пористом слое

$$x' = l x^*; \quad y' = h_0 y^*; \quad P' = P^* P; \quad k' = k_0 k. \quad (5)$$

Вводя обозначение $z = e^{-\alpha p}$ и дифференцируя обе части равенства, получим $\frac{dz}{dx} = -\alpha e^{-\alpha p} \frac{dp}{dx}$ или $e^{-\alpha p} \frac{dp}{dx} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz}{dx}$. Тогда уравнения (3) и (4) примут вид

$$\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz}{dx}; \quad \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial^2 P}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial P}{\partial y^{*2}} = 0; \quad z \frac{dg(x)}{dx} = K \int_{-\Phi(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 dy \quad (6)$$

с соответствующими граничными условиями:

$$v = 0, \quad u = 0, \quad \text{при} \quad y = 1 + \eta x;$$

$$\begin{aligned}
v = -1, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad y = -\Phi(x); \quad z(0) = z(1) = e^{-\alpha \frac{P_0}{P^*}}; \\
\frac{\partial P}{\partial y^*} = 0 \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x + \frac{\tilde{H}}{h_0}; \quad u = \tilde{M} \frac{\partial P}{\partial y^*} \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x; \\
p = P \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x.
\end{aligned} \tag{7}$$

Принимая в качестве малого параметра K , обусловленного расплавом и скоростью диссипации энергии найдем функцию $\Phi(x)$

$$\Phi(x) = -K\Phi_1(x) - K^2\Phi_2(x) - K^3\Phi_3(x) + \dots = H(x). \tag{8}$$

Граничные условия для безразмерных компонентов скорости u и v на контуре $y = 0 - \Phi(x)$ можно записать в виде

$$\begin{aligned}
v(0 - H(x)) &= v(0) - \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} H - \left(\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \Big|_{y=0} \frac{H^2}{2} + \dots = -1; \\
u(0 - H(x)) &= u(0) - \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} H - \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \Big|_{y=0} \frac{H^2}{2} + \dots = 0.
\end{aligned} \tag{9}$$

Асимптотическое решение системы дифференциальных уравнений (6) с учетом граничных условий (7) и (9) будем искать в виде рядов по степеням малого параметра K

$$\begin{aligned}
v(x, y) &= v_0(x, y) + K v_1(x, y) + K^2 v_2(x, y) + \dots, \\
u(x, y) &= u_0(x, y) + K u_1(x, y) + K^2 u_2(x, y) + \dots, \\
\Phi(x) &= -K\Phi_1(x) - K^2\Phi_2(x) - K^3\Phi_3(x) - \dots, \\
z(x, y) &= z_0(x) + K z_1(x) + K^2 z_2(x) + K^3 z_3(x) + \dots
\end{aligned} \tag{10}$$

Выполняя подстановку (10) в систему дифференциальных уравнений (6) с учетом граничных условий (7), получим следующие уравнения:

– для нулевого приближения

$$\frac{\partial^2 v_0}{\partial y^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz_0}{dx}, \quad \frac{\partial v_0}{\partial x} + \frac{\partial u_0}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial^2 P_0}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial P_0^2}{\partial y^{*2}} = 0. \tag{11}$$

С граничными условиями

$$v_0 = 0, \quad u_0 = 0 \quad \text{при} \quad y = 1 + \eta x;$$

$$\begin{aligned}
v_0 = -1, \quad u_0 = 0 \quad \text{при} \quad y = 0; \quad z_0 = z_0(1) = e^{-\alpha \frac{P_0}{P^*}}, \\
\frac{\partial P_0}{\partial y^*} = 0 \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x + \frac{\tilde{H}}{h_0}; \quad u_0|_{y=0} = \tilde{M} \frac{\partial P_0}{\partial y^*} \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x;
\end{aligned} \tag{12}$$

$$p_0 = P_0 \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x,$$

– для первого приближения

$$\frac{\partial^2 v_1}{\partial y^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz_1}{dx}; \quad \frac{\partial v_1}{\partial x} + \frac{\partial u_1}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial^2 P_1}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial P_1^2}{\partial y^{*2}} = 0, \quad z_0 \frac{dg_1(x)}{dx} = \int_0^{1+\eta x} \left(\frac{\partial v_0}{\partial y} \right)^2 dy. \tag{13}$$

С граничными условиями

$$v_1 = \left(\frac{\partial v_0}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \cdot \Phi_1(x); \quad u_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \cdot \Phi_1(x);$$

$$\begin{aligned}
 v_1 = 0, \quad u_1 = 0 \quad \text{при} \quad h(x) = 1 + \eta x; \quad z_1(0) = z_1(1) = 0; \\
 \frac{\partial P_1}{\partial y^*} = 0 \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x + \frac{\tilde{H}}{h_0}; \quad u_1 = \tilde{M} \frac{\partial P_0}{\partial y^*} \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x; \\
 p_1 = P_1 \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x.
 \end{aligned} \tag{14}$$

Решение задачи для нулевого приближения. Точное решение задачи для нулевого приближения найдем в виде

$$\begin{aligned}
 v_0 = \frac{\partial \Psi_0(x, y)}{\partial y} + V_0(x, y); \quad u_0 = -\frac{\partial \Psi_0(x, y)}{\partial x} + U_0(x, y); \quad \Psi_0(x, y) = \tilde{\Psi}_0(\xi); \\
 \xi = \frac{y}{h(x)}; \quad \tilde{u}_0'(\xi) + \xi \tilde{v}_0'(\xi) = 0; \quad V_0(x, y) = \tilde{v}(\xi); \quad U_0(x, y) = \tilde{u}_0(\xi) \cdot h'(x).
 \end{aligned} \tag{15}$$

Подставляя уравнение (15) в систему дифференциальных уравнений (11) с учетом граничных условий (12), получим

$$\begin{aligned}
 \tilde{\Psi}_0'(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} + \left(1 - \frac{\tilde{C}_1}{2}\right) \xi - 1, \quad \tilde{C}_2 = -\tilde{C}_1 \left(1 + \frac{1}{2} \eta\right), \\
 z_0 = \alpha \tilde{C}_1 \frac{\eta}{2} (x - x^2) + e^{-\alpha \frac{p_a}{p^*}}.
 \end{aligned} \tag{16}$$

Определение безразмерного гидродинамического давления. Используя асимптотическое разложение для определения давления P с точностью $O(\eta^2)$ приходим к с приближенному уравнению

$$p_0 = \left(1 + \alpha \frac{p_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_a}{p^*}\right)^2\right) \tilde{C}_1 \frac{\eta}{2} (x^2 - x) + \frac{p_a}{p^*} = 0. \tag{17}$$

С учетом (17), решение уравнения Дарси представим в виде

$$P_0(x, y^*) = R_0(y^*) + \tilde{C}_1 \frac{\eta}{2} (x^2 - x) \left(1 + \alpha \frac{p_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_a}{p^*}\right)^2\right) + \frac{p_a}{p^*}. \tag{18}$$

Тогда для гидродинамического давления с нулевым приближением получим выражение

$$p_0 = \left(1 + \alpha \frac{p_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_a}{p^*}\right)^2\right) \frac{3\eta(x^2 - x)}{-12\tilde{M}\eta \left(1 + \alpha \frac{p_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_a}{p^*}\right)^2\right) \left(2 + \frac{\tilde{H}}{h_0}\right) + 1} + \frac{p_a}{p^*}. \tag{19}$$

С учетом уравнения (19) для z_0 получим

$$z_0 = \frac{3\eta(x - x^2)}{-12\tilde{M}\eta \left(1 + \alpha \frac{p_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_a}{p^*}\right)^2\right) \left(2 + \frac{\tilde{H}}{h_0}\right) + 1} + e^{-\alpha \frac{p_a}{p^*}}. \tag{20}$$

Для определения $\Phi_1(x)$ с учетом уравнения (13), получим уравнение

$$\frac{d\Phi_1(x)}{dx} = \frac{h(x)}{z_0} \int_0^1 \left(\frac{\Psi_0''(\xi)}{h^2(x)} + \frac{\tilde{v}_0'(\xi)}{h(x)} \right)^2 d\xi. \tag{21}$$

Решая уравнения (21) с точностью до членов второго порядка малости $O(\eta^2)$ и $K\Phi(0) = k\alpha^*$, получим

$$\Phi_1(x) = \frac{1}{z_0} \left[\frac{\tilde{C}_1}{12} \left(-x + \frac{\eta}{2} x^2 \right) + 4 \left(x - \frac{\eta}{2} x^2 \right) \right] + \alpha^*. \quad (22)$$

Решение задачи для первого приближения. Решение для первого приближения (как для нулевого приближения) имеет вид

$$\tilde{\psi}_1(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_1(\xi) = \frac{\tilde{C}_1 \xi^2}{2} - \left(\frac{\tilde{C}_1}{2} - M \right) \xi + M, \quad (23)$$

$$\tilde{C}_2 = -\tilde{C}_1 \left(1 + \frac{1}{2} \eta \right); \quad z_1 = \alpha \tilde{C}_1 \frac{\eta}{2} (x - x^2);$$

$$p_1 = \tilde{C}_1 \frac{\eta}{2} (x - x^2). \quad (24)$$

С учетом (24) решение уравнения Дарси примет вид

$$P_1(x^*, y^*) = R_1(y^*) + \frac{\eta}{2} \tilde{C}_1 (x - x^2). \quad (25)$$

Гидродинамическое давление для первого приближения

$$P_1 = \frac{3\eta(x - x^2)}{12\tilde{M}\eta \left(2 + \frac{\tilde{H}}{h_0} \right) + 1}. \quad (26)$$

Далее определяем основные рабочие характеристики

$$\begin{aligned} W &= p^* l \int_0^1 \left(p_0 - \frac{p_a}{p^*} + K p_1 \right) dx = \\ &= \frac{\mu_0 u^* l^2 \eta}{2h_0^2} \left[\frac{\left(1 + \alpha \frac{p_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_a}{p^*} \right)^2 \right)^2}{12\tilde{M}\eta \left(1 + \alpha \frac{p_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_a}{p^*} \right)^2 \right) \left(2 + \frac{\tilde{H}}{h_0} \right) - 1} + \frac{KM}{12\tilde{M}\eta \left(2 + \frac{\tilde{H}}{h_0} \right) + 1} \right], \quad (27) \\ L_{\text{тр}} &= \mu \int_0^1 \left[\frac{\partial v_0}{\partial y} \Big|_{y=0} + K \frac{\partial v_1}{\partial y} \Big|_{y=0} \right] dx = \mu_0 \left(1 - \alpha p - \frac{\alpha^2 p}{2} \right) \left(1 - \frac{\eta}{2} \right) (1 + KM). \end{aligned}$$

Экспериментальные исследования. На базе полученных расчетных моделей проведено экспериментальное исследование, в результате которого определена область эксплуатации трибосистемы в виде диапазона нагрузочно-скоростных режимов, а также основные триботехнические характеристики.

Рассматривая смазочный материал как часть единой трибосистемы, авторами были проведены исследования по управлению состоянием поверхностных пленок, которые формируются между контактируемыми поверхностями. Такие пленки являются результатом трибохимического обмена между смазочным материалом и поверхностями.

В экспериментальном исследовании рассмотрен упорный подшипник скольжения с покрытием ползуна и легкоплавким металлическим покрытием направляющей. В результате эксперимента определена величина коэффициента трения, позволяющая судить о наличии гидродинамического режима смазывания. Также по результатам экспериментальных исследований получены значения для коэффициента трения,

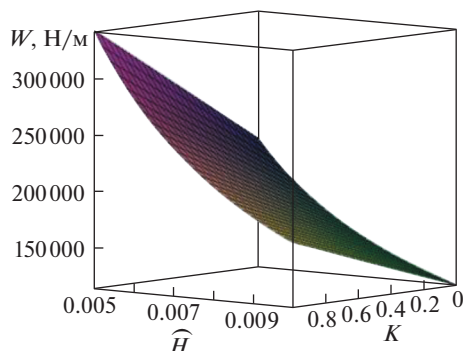


Рис. 2. График зависимости несущей способности (W) от параметра K , характеризующего скорость диссипации механической энергии и толщины пористого слоя.

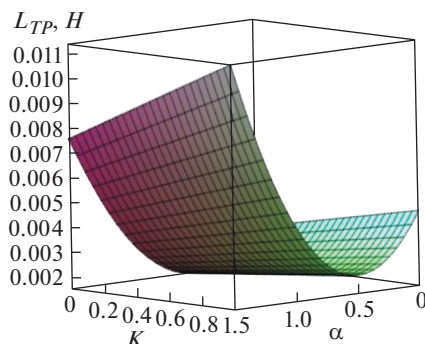


Рис. 3. График зависимости силы трения ($L_{тр}$) от параметра K , характеризующего скорость диссипации механической энергии и параметра, характеризующего зависимость вязкости от давления α .

анализ которых показывает, что нагрузка влияет на коэффициент трения (в 2–5 раз интенсивнее скорости).

Полученные результаты и выводы. Разработаны уточненные расчетные модели упорных подшипников скольжения, которые позволяют регулировать соотношение его несущей и демпфирующей способностей путем варьирования пористости и легкоплавкого металлического покрытия. Определено оптимальное по несущей способности и силе трения сочетание пористости поверхности ползуна и легкоплавкого металлического покрытия направляющей, позволяющее увеличить несущую способность на 15–20% и снизить силу трения 10–14%. Результаты численных расчетов, полученных теоретических гидродинамических моделей, приведены на рис. 2, 3.

Установлена удовлетворительная сходимость теоретических и экспериментальных результатов, что подтверждает достоверность разработанной теоретической модели.

В рассмотренном диапазоне конструктивных и эксплуатационных параметров трибосистем с пористым и легкоплавким металлическим покрытием проведенный комплекс экспериментальных исследований подтвердил достоверность разработанных расчетных моделей, данные их численного анализа и показал удовлетворительную сходимость теоретических и экспериментальных результатов.

Трибологические испытания на машинах трения показали значительное (до 25%) уменьшение пятна износа и более длительное сохранение смазочной пленки (до 50%).

Полученные результаты можно использовать в трибоузлах, где принудительная подача смазочного материала невозможна или связана со значительными трудностями.

ФИНАНСИРОВАНИЕ

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования РФ в рамках Федеральной целевой программы “Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014–2020 годы”. Соглашение о предоставлении субсидии № 075-15-2019-1865 от 02.12.2019 г. (внутренний номер соглашения: 05.607.21.0300), проект RFMEFI60719X0300.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кропачев Д.Ю. Способы оперативного измерения температуры расплава металлов для нужд машиностроительных предприятий / Д.Ю. Кропачев, А.А. Гришин, А.Д. Масло // Литье и металлургия. 2012. № 3 (66). С. 126.
2. Уилсон. Смазка с расплавом / Уилсон // Проблемы трения и смазки. 1976. № 1. С. 19.
3. Беретта. Подшипники скольжения, смазываемые собственным расплавом или продуктом сублимации / Беретта, Ниро, Сильвестри // Труды Америк. о-ва инж.-мех. 1992. № 1. С. 86.
4. Физические величины. Справочник. М.: Энергоатомиздат, 1991.
5. Хавин В.Я. Краткий химический справочник. Л.: Химия, 1991.
6. Перельман В.И. Краткий справочник химика. М.-Л.: Химия, 1964.
7. Справочник по пайке. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1984.
8. V-shaped sliding bearings using micropolar lubricants caused by a melt accounting for the dependence of lubricant viscosity and porous luer permeability on pressure / A.N. Opatskikh, M.A. Mukutadze, A.M. Mukutadze // Journal of Physics: Conference Series 1353 (2019) 012025 IOP Publishing <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1353/1/012025>
9. Mathematical model of a plain bearer lubricated with molten metal / M.A. Mukutadze, V.V. Vasilenko, A.M. Mukutadze, A.N. Opatskikh / IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 378 (2019) 012021 IOP Publishing <https://doi.org/10.1088/1755-1315/378/1/012021>
10. Mukutadze M.A., Khasyanova D.U. Radial Friction Bearing with a Fusible Coating in the Turbulent Friction Mode // Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2019. № 48. P. 423. <https://doi.org/10.3103/S1052618819050066>

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 615.47: 62.192

ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ СТРУКТУРНОГО МЕТОДА ДЛЯ ОЦЕНКИ НАДЕЖНОСТИ ГАММА-ТЕРАПЕВТИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА

© 2020 г. А. А. Васильев¹, А. А. Равин^{2,*}, О. В. Хруцкий²,
А. В. Батурин³, В. Н. Шевченко⁴

¹АО “Равенство”, Санкт-Петербург, Россия

²Санкт-Петербургский государственный морской технический университет,
Санкт-Петербург, Россия

³Российский научно-исследовательский институт “Электронстандарт”,
Санкт-Петербург, Россия

⁴АО “ЦКБ МТ “Рубин”, Санкт-Петербург, Россия

*e-mail: ravinkl@mail.ru

Поступила в редакцию 18.04.2019 г.

Принята к публикации 31.01.2020 г.

В статье рассматривается опыт применения структурного метода для оценки надежности робототехнического комплекса медицинского назначения, предназначенного для направленного радиоактивного облучения злокачественных опухолей пациентов. Отмечены особенности структурной декомпозиции электромеханических систем гамма-аппарата и лечебного стола. Показаны результаты применения программного комплекса “Relex” для построения структурно-функциональных схем и расчета показателей надежности сложных объектов.

Ключевые слова: надежность, структурный метод, гамма-терапевтический комплекс, вероятность безотказной работы

DOI: 10.31857/S0235711920030141

Одним из важнейших показателей современной медицинской техники является ее надежность, от которой зависят качество, эффективность и безопасность [1]. Следствием отказа медицинской аппаратуры может быть снижение показателей эффективности работы лечебно-профилактических учреждений, а также нанесение вреда здоровью пациентов и персонала [2, 3]. Особое значение с точки зрения безопасности приобретает достоверная оценка вероятности внезапных отказов при эксплуатации гамма-терапевтических комплексов (ГТК), лечебное воздействие которых достигается за счет использования радиоактивных изотопов.

Рассматриваемая в статье методика была практически использована для проектной оценки надежности продукции АО “Равенство”, которое является единственным отечественным производителем дистанционных гамма-терапевтических комплексов и входит в мировую пятерку уникальных разработчиков и производителей медицинской техники такого класса.

1. Идентификация объекта (состав и основные функции ГТК). ГТК представляет из себя достаточно сложный электромеханический комплекс с компьютерным управлением, состоящий из лечебного стола, гамма-аппарата с диафрагмой и системы управления. Совместное использование этих конструктивных модулей обеспечивает последовательное выполнение лечебных процедур, приведенных в табл. 1.

Таблица 1. Укрупненный алгоритм применения ГТК

№	Процедура	Конструктивный модуль
1	Укладка и позиционирование пациента	Стол лечебный
2	Позиционирование радиационной головки	Гамма-аппарат
3	Открытие, выдержка, закрытие диафрагмы	Привод диафрагмы

Точное позиционирование пациента обеспечивается за счет того, что конструкция лечебного стола, электрические приводы и система управления обеспечивают несколько степеней свободы: вращение всей конструкции вокруг вертикальной оси, перемещение стола в вертикальном направлении, горизонтальное перемещение укладочного стола с пациентом (в продольном и поперечном направлениях). Гамма-аппарат является, по сути дела, сложным робототехническим комплексом с несколькими степенями свободы, обеспечивающими установку радиационной головки на нужном расстоянии от пациента и под углом, обеспечивающим попадание узконаправленного гамма-излучения именно на злокачественную опухоль в теле пациента.

Радиационная головка, внутри которой размещается капсула с радиоактивным кобальтом, обеспечивает формирование луча в заданном временном интервале и защиту пациента и медицинского персонала с помощью специальной диафрагмы с четырьмя перемещаемыми массивными защитными экранами – “камнями” (рис. 1, 2).

Перемещение и фиксация подвижных деталей ГТК обеспечивается системой электрических мотор-редукторов, усилителей и энкодеров, подключенных к компьютерной системе управления и контроля.

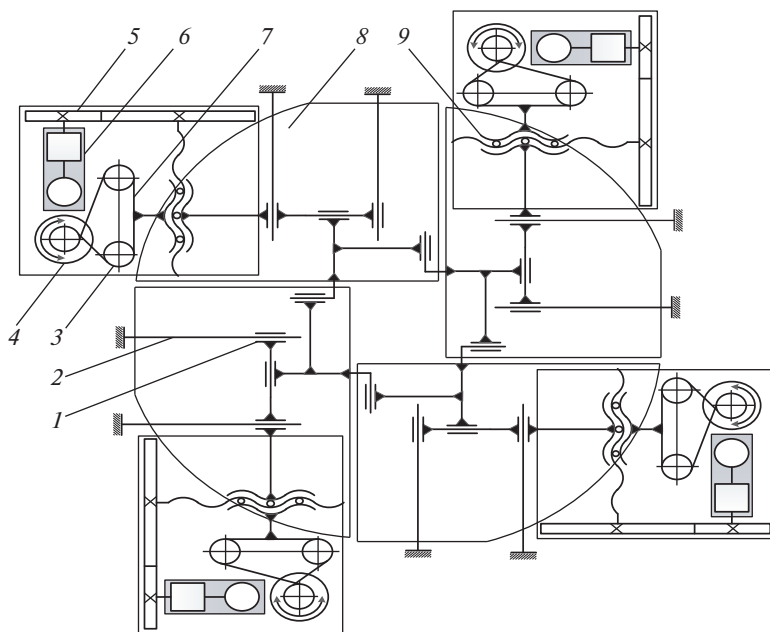


Рис. 1. Кинематическая схема привода диафрагмы. 1 – ползун; 2 – направляющая; 3 – шкив; 4 – энкодер; 5 – шестерня; 6 – мотор-редуктор; 7 – ременная передача; 8 – “камень”; 9 – шариковинтовая пара.

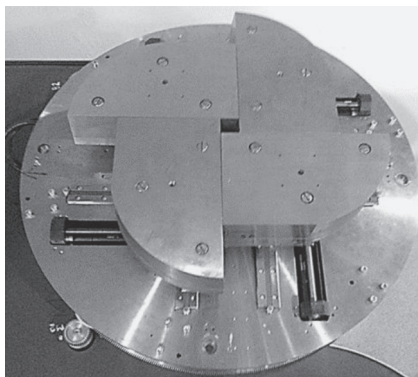


Рис. 2. Радиационная головка (вид со стороны диафрагмы).

Отказом ГТК считается невозможность правильного выполнения функций, указанных в табл. 1. Признак отказа — невыполнение хотя бы одной команды комплексной системы управления. В соответствии с приведенной в [4] классификацией, отказ ГТК следует считать *независимым, полным, явным, устранимым, внезапным*.

— *независимость* отказа обусловлена тем, что гамма-терапевтический комплекс является автономным, конструктивно и функционально обособленным агрегатом, способным функционировать без взаимодействия с другим оборудованием лечебного центра;

— *полным* отказ признается в связи с тем, что Инструкцией по эксплуатации не предусмотрена возможность дальнейшего использования аппарата даже при частичной утрате его работоспособности;

— *явность* отказа обусловлена тем, что конструкцией ГТК предусмотрена система обратной связи, предназначенная для пошагового контроля исполнения отдельных команд и остановки работы комплекса по факту неисполнения хотя бы одной команды;

— *устранимым* отказ признается в связи с тем, что в случае отказа ГТК может быть восстановлен в паузах между сеансами.

2. Выбор целей и задач расчета. Программой обеспечения надежности (ПОН) ГТК предусмотрена на стадии разработки расчетная оценка показателей надежности, и в частности, безотказности. В Техническом задании в качестве показателя безотказности указана средняя наработка на отказ, равная 2000 циклов использования.

Авторами также были выполнены оценки вероятностей безотказной работы ГТК в течение одного сеанса (10 минут) и одной смены (12 часов).

3. Выбор метода расчета. ГОСТ 27.301-95 предусматривает применение различных методов расчета безотказности объекта: метода прогнозирования, физического метода и структурного метода [6].

Метод прогнозирования мало пригоден для оценки безотказности единичного изделия, поскольку для его применения требуется наличие представительной выборки наработок на отказ во время эксплуатации или испытаний на надежность партии однотипных изделий. Изучение *физических моделей* деградации технического состояния объекта связано с выполнением длительных, трудоемких и дорогостоящих теоретических и экспериментальных исследований, проведение которых экономически оправдано только в условиях массового или крупносерийного производства анализируемых изделий.

Таблица 2. Основные этапы структурно-логического анализа

№	Содержание этапа	Метод выполнения, инструментарий
1	Структурная декомпозиция ГТК	Анализ конструкции и принципа действия основных компонентов ГТК
2	Формирование массива справочных значений интенсивностей отказов элементов λ_C	Анализ баз данных, содержащих значения λ_C для механических и электронных элементов
3	Формирование массива приведенных значений интенсивностей отказов элементов	Анализ режимов функционирования узлов ГТК и применение формул приведения
4	Разработка структурно-функциональных схем подсистем ГТК	Анализ функциональной взаимосвязи компонентов подсистем и оценка степени их резервирования, использование графического и математического аппарата программного комплекса RELEX
5	Расчет безотказности подсистем ГТК	
6	Разработка СФС ГТК	Анализ функциональной и конструктивной взаимосвязи подсистем ГТК, использование графического и математического аппарата программного комплекса RELEX
7	Расчет безотказности ГТК	

В рассматриваемой задаче целесообразно применение *структурных методов* расчета, основанных на представлении объекта в виде структурно-функциональной схемы (СФС), описывающей зависимость работоспособности объекта от состояний его элементов с учетом их взаимодействия и выполняемых ими функций в объекте.

4. Структурный анализ безотказности ГТК. Основные этапы примененного структурного метода и способы их выполнения представлены в табл. 2.

В связи с существенным различием баз справочных значений интенсивностей отказов и методик их приведения для механических и электронных элементов, п. 1–5 выполнялись параллельно для механических и электронных узлов ГТК с последующим объединением результатов в п. 6 и 7. Принимая во внимание специфику журнала, авторы далее рассматривают, в основном, анализ надежности механических компонентов ГТК. Результат декомпозиции механической составляющей ГТК приведен на рис. 3.

Источником справочных значений механических узлов и деталей послужила база данных [7]. Приведение справочных значений к условиям эксплуатации выполнялось путем умножения справочных значений на ряд поправочных коэффициентов

$$\lambda_i = \lambda_{Ci} d_k d_n d_3,$$

где λ_{Ci} – справочная интенсивность отказов i -го элемента изделия, $1/\text{ч}$; d_k – коэффициент, учитывающий климатические факторы среды; d_n – коэффициент нагрузки; d_3 – коэффициент относительной занятости составной части ГТК.

Коэффициент d_k для всех узлов и деталей принят равным 1.0 в связи с тем, что ГТК предназначен для эксплуатации в нормальных комнатных условиях. Для коэффициента d_n в качестве исходного принято значение 1.0 в связи с тем, что при работе ГТК перегрузочные режимы не предусмотрены. Для спутников планетарного редуктора коэффициент уменьшен в 3 раза (по числу спутников), для ведомых зубчатых колес



Рис. 3. Результат структурной декомпозиции механической части ГТК.

принято пониженное значение коэффициента $d_{\text{н.кол.}}$ в соответствии с соотношением числа зубьев ведущей шестерни $Z_{\text{шест}}$ и ведомого колеса $Z_{\text{кол.}}$.

$$d_{\text{н.кол.}} = d_{\text{н.шест}} Z_{\text{шест}} / Z_{\text{кол.}} \quad (1)$$

Коэффициент относительной занятости механических элементов определялся с учетом того, что плановый режим загрузки ГТК предусматривает его активное использование по 12 часов в сутки (2 смены по 6 часов). Следовательно, коэффициент занятости ГТК в целом

$$K_{\text{з.и.}} = 12/24 = 0.5. \quad (2)$$

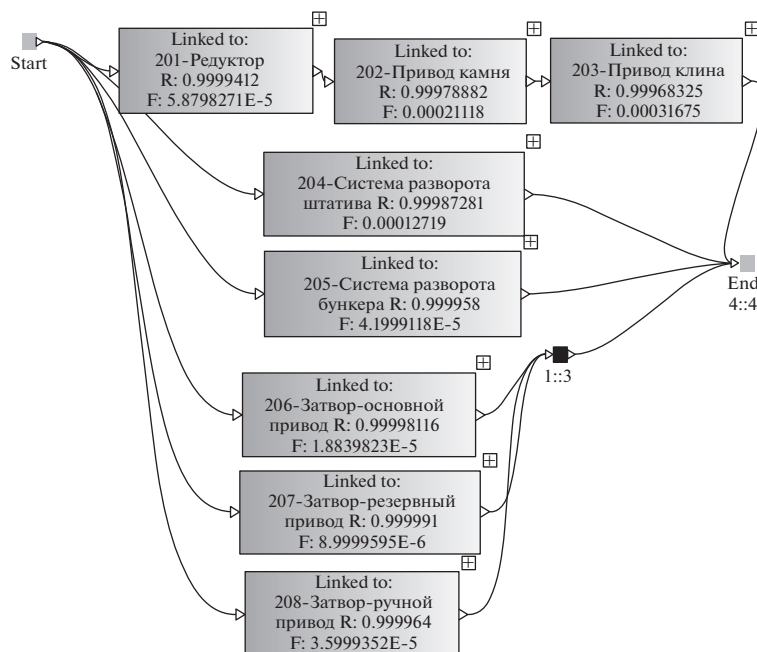


Рис. 4. Построение структурно-функциональной схемы (СФС) механической компоненты ГТК в среде Windchill Quality Solutions 10.1 (Relx).

Один цикл использования ГТК включает следующие фазы: переукладка пациента, позиционирование лечебного стола, позиционирование радиационной головки гамма-аппарата, облучение пациента. Поскольку в каждой из указанных фаз задействована определенная группа механических элементов ГТК, то коэффициент относительной занятости основных элементов может быть определен по формуле

$$d_3 = K_{з.и.}/4 = 0.125. \quad (3)$$

Исключение составляют компоненты резервного и ручного приводов диафрагмы, которые предполагается использовать только в аварийных случаях при отказах основного привода. При заданном ресурсе 10^5 циклов и наработке на отказ 2000 циклов коэффициент относительной занятости резервного и ручного приводов будет определяться соотношением

$$d_3 = 2000/10^5 = 0.02. \quad (4)$$

В табл. 3 показаны интенсивности отказов механических элементов гамма-аппарата (справочные и приведенные значения).

5. Результаты расчета надежности ГТК. Расчет безотказности механической части ГТК выполнен с использованием программного комплекса Windchill Quality Solutions 10.1 (Relx) (рис. 4).

При этом использовались результаты декомпозиции, приведенные данные об интенсивности отказов элементов и сформированные в программном комплексе структурно-функциональные схемы (СФС) механических блоков (с учетом отсутствия или наличия резервирования). При расчете все элементы ГТК рассматривались как невозстанавливаемые. Расчет безотказности электронной части ГТК выполнялся аналогич-

Таблица 3.

№	Наименования узлов и деталей	Кол. шт.	Справочные значения $\lambda_C \times 10^6, \text{ч}^{-1}$	Поправочные коэффициенты			Приведен- ные значения $\lambda_{\Pi} \times 10^6, \text{ч}^{-1}$
				d_K	d_H	d_3	
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Редуктор планетарный	1					
	1.1. Солнечная шестерня	1	0.400	1.0	1.0	0.125	0.050
	1.2. Сателлиты	3	0.400	1.0	0.33	0.125	0.017
	1.3. Венец зубчатый	1	0.400	1.0	0.20	0.125	0.010
	1.4. Подшипники качения	7	0.500	1.0	1.0	0.125	0.063
2	Привод камня	4					
	2.1. Шестерня	1	0.400	1.0	1.0	0.125	0.050
	2.2. Зубчатое колесо	1	0.400	1.0	0.53	0.125	0.027
	2.3. Шариковинтовая пара SKF SD	1	0.100	1.0	1.0	0.125	0.013
	2.4. Ролик с подшипником качения	2	0.500	1.0	1.0	0.125	0.063
	2.5. Шнур 0.40Spider wire	1	1.00	1.0	1.0	0.125	0.125
3	Привод клина	1					
	3.1. Шестерня	1	0.400	1.0	1.0	0.125	0.050
	3.2. Зубчатое колесо	1	0.400	1.0	0.53	0.125	0.027
	3.3. Шариковинтовая пара SKF SD	1	0.100	1.0	1.0	0.125	0.013
	3.4. Каретка SGW 17TE-Z	9	1.500	1.0	1.0	0.125	0.190
	3.5. Каретка SGW 17TE CU-Z	8	1.500	1.0	1.0	0.125	0.190
4	Система разворота штатива	1					
	4.1. Цепь приводная	1	0.660	1.0	1.0	0.125	0.083
	4.2. Звездочка ведущая	1	0.600	1.0	1.0	0.125	0.075
	4.3. Звездочка ведомая	1	0.600	1.0	0.16	0.125	0.012
	4.4. Колесо с втулкой	1	0.500	1.0	1.0	0.125	0.063
	4.5. Подшипники качения оси	2	0.500	1.0	1.0	0.125	0.063
	4.6. Подшипники качения ДУП штатива	2	0.400	1.0	1.0	0.125	0.050
	4.7. Тормоза	2	2.400	1.0	0.5	0.125	0.150
5	Система разворота бункера	1					
	5.1. Венец зубчатый	1	0.400	1.0	0.1	0.125	0.005
	5.2. Шестерня привода бункера	1	0.400	1.0	1.0	0.125	0.050
	5.3. Шестерня ДУП бункера	1	0.400	1.0	1.0	0.125	0.050
	5.4. Подшипник качения оси бункера	1	0.500	1.0	1.0	0.125	0.063
	5.5. Подшипник качения привода бункера	2	0.500	1.0	1.0	0.125	0.063
	5.6. Подшипник ДУП бункера	2	0.400	1.0	1.0	0.125	0.050
6	Система управления затвором (ос- новная)	1					
	6.1. Зубчатое колесо	1	0.400	1.0	0.1	0.125	0.005
	6.2. Шестерня привода основная	1	0.400	1.0	1.0	0.125	0.050
	6.3. Подшипники затвора	2	0.500	1.0	1.0	0.125	0.063
	6.4. Пружины стопоров затвора	2	0.110	1.0	1.0	0.125	0.014
	6.5. Муфта	1	0.080	1.0	1.0	0.125	0.010

Таблица 3. Окончание

№	Наименования узлов и деталей	Кол. шт.	Справочные значения $\lambda_C \times 10^6, \text{ч}^{-1}$	Поправочные коэффициенты			Приведенные значения $\lambda_{\Pi} \times 10^6, \text{ч}^{-1}$
				d_k	d_n	d_3	
1	2	3	4	5	6	7	8
7	Резервный привод управления затвором	1					
	7.1. Полумуфта ведущая	1	0.120	1.0	1.0	0.02	0.002
	7.2. Полумуфта ведомая	1	0.120	1.0	1.0	0.02	0.002
	7.3. Пружина втягивающего соленоида	1	0.110	1.0	1.0	0.02	0.002
	7.4. Шестерня	1	0.400	1.0	1.0	0.02	0.008
8	Ручной привод управления затвором	1					
	8.1. Шестерня коническая	2	0.500	1.0	1.0	0.02	0.010
	8.2. Шестерня цилиндрич.	1	0.400	1.0	1.0	0.02	0.008
	8.3. Шестерня цилиндрич. привода шкалы	2	0.400	1.0	1.0	0.02	0.008
	8.4. Зубчатое колесо привода шкалы	2	0.400	1.0	0.2	0.02	0.002

Таблица 4. Результаты расчетной оценки надежности ГТК

Время работы ГТК, час	Вероятность безотказной работы	Вероятность отказа	Средняя наработка до первого отказа	
			часов	циклов
0.17 (1 сеанс)	0.999968	0.000000	5298	31788
3.00	0.999434	0.000566		
6.00	0.998868	0.001132		
9.00	0.998303	0.001697		
12.00	0.997737	0.002262		

Таблица 5. Ранжирование блоков ГТК с наименее высокой надежностью

Элемент (блок) СФС ГТК	Вероятность отказа в течение 12 ч
Механика гамма-аппарата	0.000756
Механика лечебного стола	0.000256
Привод триммеров	0.000176
Привод коллиматора	0.000151
Механизм поворота диафрагмы	0.00008
Механизм вращения коллиматора	0.00008
Привод лечебного стола	0.00008

но. Результаты сводного расчета изменения вероятности безотказной работы ГТК в течение суток (2 смены по 6 часов) представлены в табл. 4.

Дополнительной задачей явилось выделение и ранжирование наименее надежных компонентов ГТК (табл. 5).

Приведенные в табл. 5 данные могут быть полезны при доработке и модернизации конструкции ГТК.

Заключение. Для оборудования, нарушение нормального функционирования которого может угрожать здоровью и жизни людей, важнейшим показателем надежности следует считать безотказность. В качестве примера такого объекта в статье рассмотрен гамма-терапевтический комплекс (ГТК), внезапные отказы которого во время проведения терапевтического сеанса могут привести к смертельно опасному для пациента отклонению направленности и продолжительности радиоактивного облучения. Показано, что для таких сложных, дорогостоящих и уникальных видов оборудования единственно возможным способом оценки безотказности является применение структурного метода для расчета вероятности безотказной работы объекта в течение установленных сроков эксплуатации. Отмечено, что решающим условием успешного решения таких задач для объектов со сложной механикой и электроникой является наличие представительных баз данных со справочными значениями интенсивностей отказов механических узлов и электронных элементов, а также необходимость тщательного изучения конструктивных и функциональных особенностей объекта для выполнения достаточно детальной декомпозиции. Показана целесообразность применения современных специализированных программных комплексов (ПК) для построения структурно-логических схем и вычисления показателей надежности (в статье рассмотрена оценка надежности ГТК с использованием ПК “Relax”). Рассмотренную в статье методику можно практически использовать для проектной оценки надежности сложных и уникальных электромеханических робототехнических систем.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. РД 50–707–91 Методические указания. Изделия медицинской техники. Требования к надежности. Правила и методы контроля показателей надежности. Издательство стандартов, 1992. 23 с.
2. Дудко А.В., Рачинских А.В., Тумашев А.К., Стрекаловская А.Д., Санеева Т.А. Основы надежности медицинской техники: учеб. пособие. Оренбургский гос. университет. Оренбург: ОГУ, 2017. 149 с.
3. Карякина О.Е., Красильников С.В., Мартынова Н.А., Басова Л.А., Лялина Ю.А. Оценка надежности медицинской техники лечебно-профилактических учреждений г. Архангельска. ФГАОУ ВПО Северный (Арктический) федеральный университет имени М.В. Ломоносова. Сборник научных трудов Sworld. 2012. № 2. С. 74.
4. ГОСТ 27.002-2015 Надежность в технике. Термины и определения.
5. ГОСТ 27.003-90 Надежность в технике. Состав и общие правила задания требований по надежности.
6. ГОСТ 27.301-95 Надежность в технике. Расчет надежности. Основные положения.
7. Перечень интенсивностей отказов элементов судового машиностроения. Справочный материал. ЦАКИ. 360074.001, ЦНИИ ТС. 1990.
8. Войнов К.Н., Лавров В.Ю. Механика манипуляторов и обеспечение надежного функционирования робототехнических систем. Уч. пособие. СПб., ПГУПС, 2009.
9. Труханов В.М. Надежность изделий машиностроения: теория и практика. М. Машиностроение, 1996.

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

УДК 531.8

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ
МОБИЛЬНОГО РОБОТА С МЕХАНИЗМОМ
ВЕРТИКАЛЬНОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ
НА МАГНИТНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ ДВИЖИТЕЛЯХ**© 2020 г. В. В. Серебрянный¹, Д. В. Лапин^{1,*}, А. А. Мокаева¹¹Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

*e-mail: lapindv@bmstu.ru

Поступила в редакцию 11.12.2019 г.

Принята к публикации 27.03.2020 г.

В статье рассмотрена динамика вновь разработанного мобильного робота с механизмом вертикального перемещения на магнитных гусеничных движителях. С учетом анализа современных решений в области роботов вертикального перемещения была предложена оригинальная кинематическая схема движения механизма вертикального перемещения, позволяющая реализовать ряд критических преимуществ по сравнению с текущими схемами. Проведенные натурные эксперименты доказали эффективность заложенных в конструкцию теоретических решений. Разработанный робот вертикального перемещения может быть использован в качестве платформы сервисного оборудования для обслуживания и диагностики сложных металлоконструкций, в том числе в экстремальных условиях — корпуса кораблей, мостовые и доковые конструкции.

Ключевые слова: робот вертикального перемещения, гусеничный движитель, магнитное зацепление, механизм подвески

DOI: 10.31857/S0235711920040136

В настоящий момент и в ближайшей перспективе обслуживание металлоконструкций из магнитных материалов является актуальной проблемой в различных инженерных отраслях. При этом ключевым направлением к рационализации данного процесса является применение перспективных робототехнических комплексов с возможностью вертикального перемещения. Подобные робототехнические средства используются в таких ответственных операциях, как диагностика нефтяных цистерн [1], трубопроводов [2], кораблей [3] и прочих магнитных металлоконструкций сложной пространственной конфигурации.

Данное исследование посвящено локомотии вновь разработанного мобильного робота вертикального перемещения на постоянных магнитных движителях, предназначенного для проведения локальных работ на магнитных металлоконструкциях сложной пространственной конфигурации. При этом были решены такие задачи, как: анализ перспективных решений в современных мобильных роботах вертикального перемещения на основе магнитной силы, формирование концепции эффективного механизма вертикального перемещения с учетом специальных требований, а также проведение экспериментальных исследований разработанного прототипа. Применяются такие методы, как построения эффективной кинематики [4, 5] и специальные приложения в системах управления мобильными роботами [6–8].

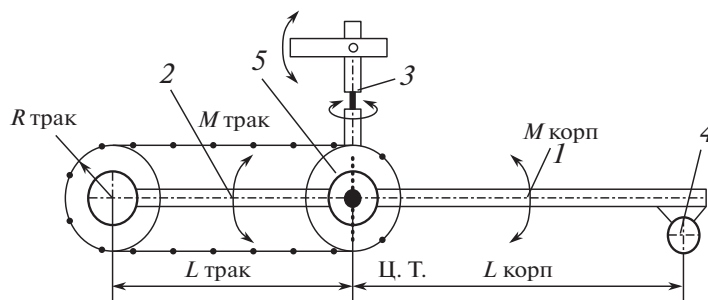


Рис. 1. Устройство механизма вертикального перемещения.

Рассмотрим подробнее применение мобильных робототехнических комплексов в задачах корабельного обслуживания.

Анализ перспективных решений. Современное корабельное обслуживание включает в себя следующий цикл задач: кренингование — очистка днища корабля от раковин, его диагностика внешнего состояния, а также покраска и нанесение специальных покрытий. Осуществлять данные операции возможно, как на сухом доковании, так и в перспективе на обычной стоянке судна. Для решения данных задач постепенно начинают использовать автоматизированные робототехнические средства [9], ключевым при создании которых является механизм перемещения по вертикальным поверхностям. При этом широко распространено построение механизмов на основе таких физических принципов, как постоянная и переменная магнитные силы [10], вакуумный прижим [11] и иные, более экзотические методы. Реализуемая в этих схемах динамика базируется как на гусеничных [12–15], так и на специальных колесных движителях [15–18]. При этом наибольшее распространение и, как следствие, глубину проработки, получили механизмы на колесных движителях с постоянными магнитами [19–23], обладающие такими преимуществами, как простота конструкции и управления. Однако при этом они имеют существенные эксплуатационные недостатки, такие как невозможность контроля силы магнитного прижима и малое пятно контакта колесного движителя. Эти недостатки существенно ограничивают применение и автономность всего комплекса корабельного обслуживания в силу сложности и загрязненности поверхности днища кораблей.

На основе описанных предпосылок была разработана концепция механизма вертикального перемещения.

Концепция механизма вертикального перемещения. Общая схема разработанного механизма вертикального перемещения представлена на рис. 1.

Корпус-хвост 1 с шаровыми опорами 4 закреплен с гусеничными модулями 2 механизмом подвески 5, над механизмом подвески закреплен манипулятор 3. Динамическая схема описана на рис. 2.

Путем подбора конструкционных параметров, координаты центра тяжести перенесены максимально близко к оси крепления гусеничных модулей с корпусом-хвостом, над которой также расположена поворотная платформа, что улучшает балансировку механизма при перемещении по неровным поверхностям, а также позволяет реализовать в дальнейшем механизм дополнительной компенсации реакции от предустановленного манипулятора.

На рис. 2 показаны фазы изменения кинематического шаблона при преодолении вертикального препятствия. В ходе преодоления вертикального препятствия гусеничные модули начинают движение по горизонтальной поверхности (рис. 2а), фиксируемой управляемым электромагнитом. При подходе к препятствию благодаря полусво-

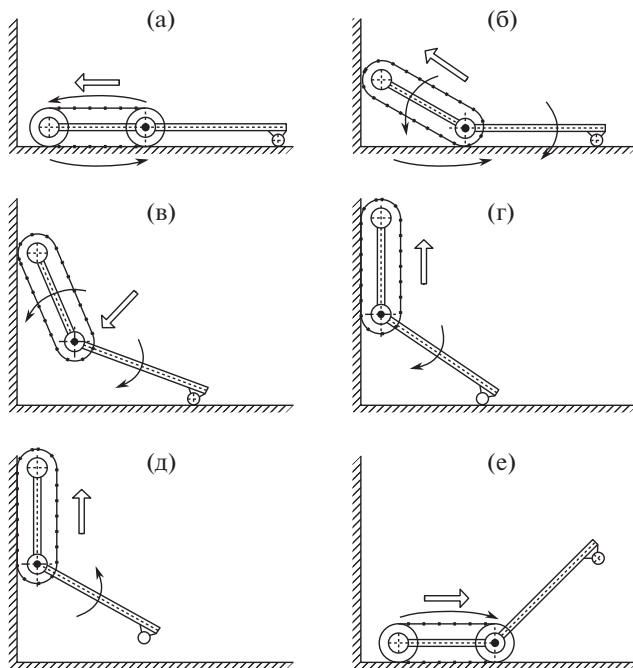


Рис. 2. Схемы фаз преодоления вертикального препятствия.

бодному вращению гусеничные модули прижимаются к вертикальной поверхности (рис. 2б), усилие прижатия к стене создается за счет механизма подвески, работающего за счет магнитного сопротивления проворачиваемых гусениц, в месте соединения гусеничных модулей с силовыми приводами.

При дальнейшем движении по стене пассивный корпус-хвост создает момент (рис. 2в) для дополнительного прижимающего усилия передней части гусеничных модулей. При полном переходе на вертикальную поверхность (рис. 2г) корпус-хвост создает дополнительный рычаг, работающий в качестве механизма дополнительной стабилизации устанавливаемой полезной нагрузки. Во время реверсивного движения по вертикальной поверхности (рис. 2д) корпус-хвост поднимается за счет срабатывания механизма подвески. Это позволяет реализовать демпфирование при спуске с вертикального препятствия, а также использовать механизм подвески как части кинематики позиционирования полезной нагрузки (рис. 2е).

Основа динамической модели. Описание динамики отдельного гусеничного движителя с помощью уравнений Лагранжа второго порядка для неголономной системы выглядит следующим образом:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}} \right)^T - \left(\frac{\partial E}{\partial q} \right)^T = Q + J^T(q) \lambda,$$

где $E = E(q, \dot{q})$ – кинетическая энергия системы; q – обобщенный вектор координат; Q – обобщенный вектор сил; J – Якобиан; λ – множитель Лагранжа.

Кинетическая энергия системы определяется как сумма кинетических энергий отдельных элементов робота

$$E = E_R + E_{G1} + E_{G2},$$

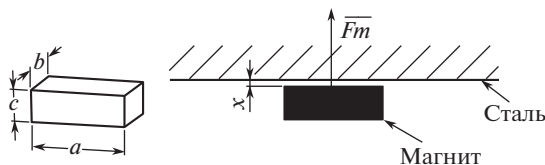


Рис. 3. Взаимодействия магнита со стальной поверхностью.

где E_R — кинетическая энергия корпуса; E_{G1} и E_{G2} — кинетическая энергия гусеничных движителей.

Рассмотрим схему взаимодействия единичного магнита с поверхностью.

Система магнитного притяжения содержит прямоугольные магниты, расположенные внутри гибкой гусеницы. Сила притяжения одного прямоугольного магнита размером $a \times b \times c$, установленного на определенном расстоянии от стальной пластины, определяется формулой

$$Fm = \frac{AB_x^2}{\mu},$$

где A — площадь плоскости, прилегающей (параллельной) к притягиваемому объекту; $\mu = 4\pi \times 10^{-7}$ Н/м — магнитная проницаемость вакуума; $B_x(T)$ — магнитная индукция.

Значение магнитной индукции рассчитывается по уравнению

$$B_x = \frac{B_r}{\pi} * \left(\begin{array}{c} a \tan \left(\frac{ab}{2x\sqrt{4x^2 + a^2 + b^2}} \right) \\ a \tan \left(\frac{ab}{2(c+x)\sqrt{4(c+x)^2 + a^2 + b^2}} \right) \end{array} \right),$$

где B_r — остаток намагниченности, отличительная особенность магнитного материала.

На основе данной модели проведен расчет минимально необходимого числа магнитов в составе двух гусеничных модулей для обеспечения эффективного перемещения массы полезной нагрузки не более 2 кг. При размере магнитов $20 \times 5 \times 5$ мм для сохранения квазистатического баланса необходимо 16 магнитов, т.е. по 8 магнитов в контакте с поверхностью в процессе перемещения. Исходя из этого общее число магнитов на один гусеничный модуль составило 24 шт.

Полученные расчетным путем параметры гусеничных модулей были включены как исходные данные к созданию прототипа.

Экспериментальные исследования. Для проведения экспериментальных исследований был рассмотрен прототип, реализующий полный спектр закладываемых функциональных решений [6]. Внешний вид механизма вертикального перемещения представлен на рис. 4.

При этом особенность взаимного положения гусеничных движителей и корпуса хвоста при перемещении вперед при крейсерской скорости (рис. 4а), форсажной ско-

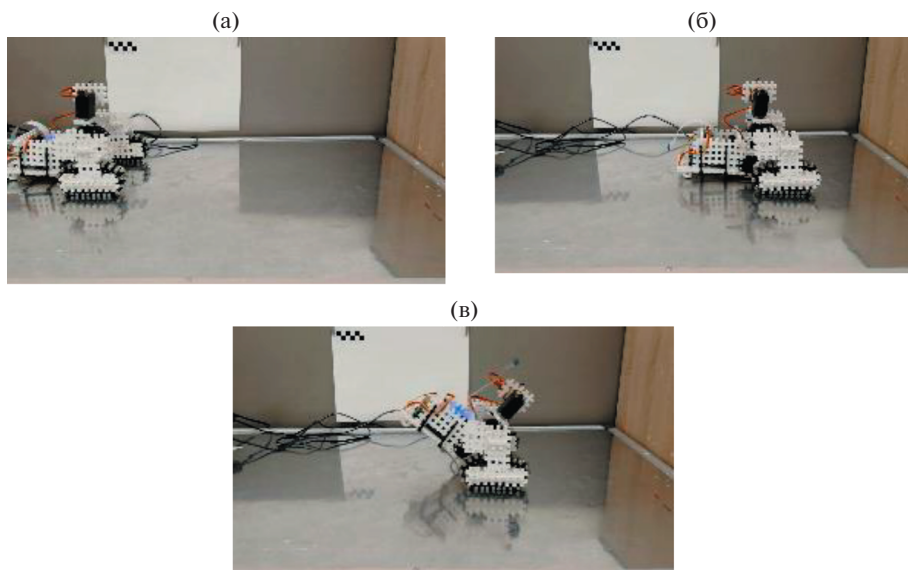


Рис. 4. Прототип механизма вертикального перемещения.

рости (рис. 4б) и перемещении назад (рис. 4в) отличается в силу нелинейной составляющей функционирования механизма подвески.

На основе динамической модели проведен синтез технических параметров прототипа и гусеничных модулей, представленных в табл. 1, 2 соответственно.

Таблица 1. Технические параметры разработанного прототипа

Характеристика	Величина	Размерность
Масса	0.8	кг
Длина	215.0	мм
Высота	150.0	мм
Ширина	200.0	мм
Грузоподъемность	~2.0	кг
Скорость крейсерская	0.2	м/с
Скорость форсажа	0.5	м/с

Таблица 2. Технические характеристики гусеничного модуля

Характеристика	Величина	Размерность
Масса	0.215	кг
Длина	110.0	мм
Высота	85.0	мм
Ширина	56.0	мм
Напряжение питания электромагнита	5.0	В
Потребляемый ток	0.5	А
Усилие на отрыв	10.0	Н

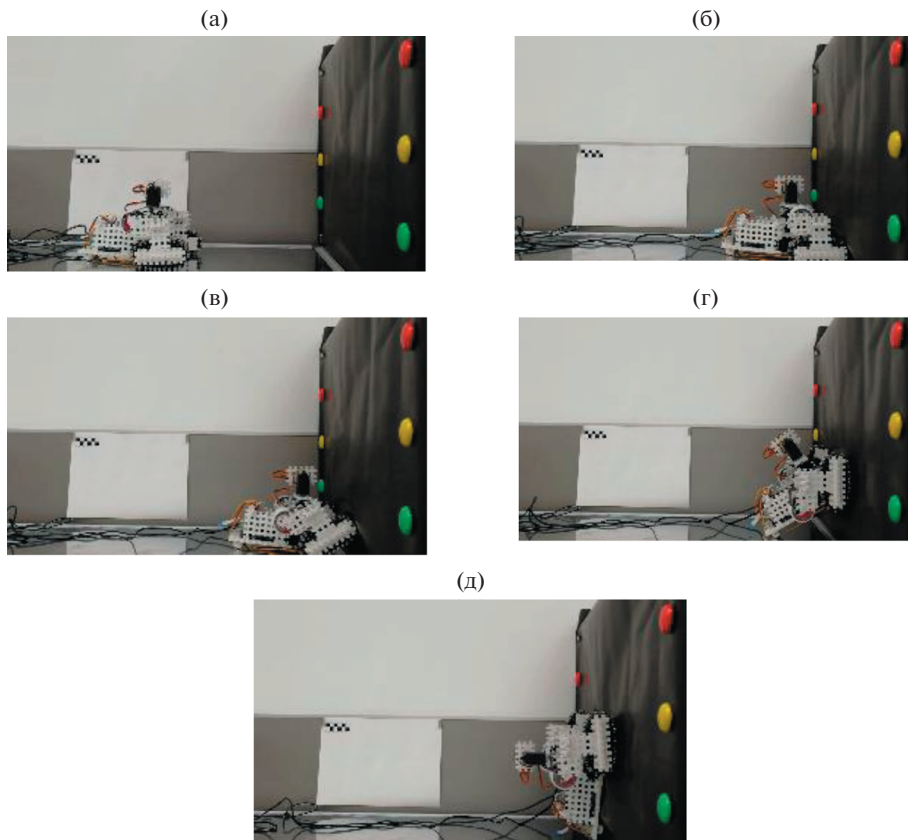


Рис. 5. Фазы функционирования механизма вертикального перемещения.

В результате обработки экспериментальных данных были получены действующие фазы действия заложенного в конструкцию кинематического шаблона при преодолении вертикального препятствия, представленные на рис. 5.

В ходе преодоления вертикального препятствия гусеничные модули начинают движение на горизонтальной поверхности (рис. 5а), фиксируемую управляемым электромагнитом. При подходе к препятствию благодаря полусвободному вращению гусеничные модули прижимаются к вертикальной поверхности (рис. 5б), усилие прижатия к стене создается за счет механизма подвески, работающего за счет магнитного нелинейного взаимодействия гусеничных трактов, усилие которого приведено к оси крепления гусеничных модулей с силовыми приводами и корпусом (рис. 5в).

При дальнейшем движении по стене активный корпус-хвост создает момент (рис. 5г) для дополнительного прижимающего усилия передней части гусеничных модулей за счет того же механизма подвески. При полном переходе на вертикальную поверхность (рис. 5д) корпус-хвост создает дополнительную опору, работающую в качестве механизма дополнительной компенсации усилия при применении установленного манипулятора.

Заключение. Разработанная кинематическая схема позволила реализовать относительно простую и эффективную конструкцию механизма вертикального перемещения. Синтезированные с помощью динамической модели технические параметры

прототипа были апробированы в ходе экспериментальных исследований и соответствуют техническому заданию. Полученные в ходе расчета проектные параметры в части количества магнитов для гусеничных модулей были апробированы в ходе экспериментальных исследований. Результаты имеют существенное значение в рамках дисциплины проектирования мобильных робототехнических комплексов вертикального перемещения.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Shen W.* Proposed wall climbing robot with permanent magnetic tracks for inspecting oil tanks / W. Shen, Gu J., Shen Y. // IEEE International Conference Mechatronics and Automation. IEEE, 2005. V. 4. P. 2072.
2. *Tâche F.* Adapted magnetic wheel unit for compact robots inspecting com-plex shaped pipe structures / Tâche F., Fischer W., Moser R., Mondada F., & Siegwart R. // IEEE/ASME international conference on advanced intelligent mechatronics. IEEE, 2007. P. 1.
3. *Tavakoli M.* OmniClimbers: Omni-directional magnetic wheeled climbing robots for inspection of ferro-magnetic structures/ M. Tavakoli, C. Viegas, L. Marques, J.N. Pires, J.N., A.T. De Almeida // Robotics and Au-tonomous Systems. 2013. V. 61. № 9. P. 997.
4. *Pupkov K.A., Kovalchouk A.K., Kulakov B.B.* Usage of Biological Prototypes for Kinematical Scheme Construction of Modern Robots // IFAC Proceedings Volumes. 2009. V. 42. № 4. P. 1838.
5. *Kulakov D.B. et al.* Hydraulic bipedal robots locomotion mathematical modeling // Procedia Engineering. 2015. V. 106. P. 62.
6. *Yudin A., Semyonov M.* Distributed Control System for a Mobile Robot: Tasks and Software Architecture // International Conference on Research and Education in Robotics. Springer, Berlin, Heidelberg. 2011. P. 321.
7. *Kozov A.V., Volosatova T.M., Vukolov A.Y.* Structural Obstacle Recognition Method and Its Application in Elevated Terrain Objects Search // International Russian Automation Conference (RusAutoCon). IEEE, 2018. P. 1.
8. *Volodin S.Y., Mikhaylov B.B., Yuschenko A.S.* Autonomous robot control in partially undetermined world via fuzzy logic // Advances on Theory and Practice of Robots and Manipulators. Springer, Cham, 2014. P. 197.
9. *Faal S.G.* Design and Analysis of a Robotic Duct Cleaning System: – Sharif University of Technology, International Campus, Kish, 2011.
10. *Chu B. et al.* A survey of climbing robots: Locomotion and adhesion // International journal of precision engineering and manufacturing. 2010. V. 11. № 4. P. 633.
11. *Eich M. et al.* A robot application for marine vessel inspection // Journal of Field Robotics. 2014. V. 31. №. 2. P. 319.
12. *Eich M., Vögele T.* Design and control of a lightweight magnetic climbing robot for vessel inspection // 19th Mediterranean Conference on Control & Automation (MED). IEEE. 2011. P. 1200.
13. *Fan J. et al.* An underwater robot with self-adaption mechanism for cleaning steel pipes with variable diameters // Industrial Robot: An International Journal. 2018. V. 45. № 2. P. 193.
14. *Fondahl K. et al.* A magnetic climbing robot for marine inspection services // Proceedings of the 11th International Conference on Computer and IT Applications in the Maritime Industries. Technische Universit at Hamburg-Harbur, 2012. P. 92.
15. *Tâche F. et al.* Adapted magnetic wheel unit for compact robots inspecting complex shaped pipe structures // IEEE/ASME international conference on advanced intelligent mechatronics. IEEE, 2007. P. 1.
16. *Wang X. et al.* Optimum dynamic modeling of a wall climbing robot for ship rust removal // International Conference on Intelligent Robotics and Applications. Springer, Berlin. Heidelberg. 2009. P. 623.

17. *Kermorgant O.* A magnetic climbing robot to perform autonomous welding in the shipbuilding industry // *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*. 2018. V. 53. P. 178.
18. *Tavakoli M. et al.* OmniClimbers: Omni-directional magnetic wheeled climbing robots for inspection of ferromagnetic structures // *Robotics and Autonomous Systems*. 2013. V. 61. № 9. P. 997.
19. *Yanqiong F., Libo S.* Design and analysis of modular mobile Robot with magnetic wheels. 2008.
20. *Zhang Y. et al.* Design and optimization of magnetic wheel for wall and ceiling climbing robot // 2010 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation. IEEE. 2010. P. 1393.
21. *Fondahl K.* A magnetic climbing robot for marine inspection services / K. Fondahl, M. Eich, J. Wollenberg, F. Kirchner // *Proceedings of the 11th International Conference on Computer and IT Applications in the Maritime Industries*. — Technische University at Hamburg-Harbur, 2012. P. 92.
22. *Zhang Y.* Design and optimization of magnetic wheel for wall and ceiling climbing robot / Y. Zhang, T. Dodd, K. Atallah, I. Lyne // 2010 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation. IEEE, 2010. P. 1393.
23. *Аверьянов Е.В.* Основные аспекты создания отечественных технологических мобильных роботов вертикального перемещения / Под ред. Е.В. Аверьянов, Б.Б. Коваленко, А.В. Костин, Е.И. Пелепас, Ю.В. Подураев, С. Ф. Яковлев // *Мехатроника, автоматизация, управление*. 2013. № 8. С. 23.

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

УДК 539.3

**ПОВЫШЕНИЕ ТРЕЩИНОСТОЙКОСТИ МАТЕРИАЛОВ
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕХНОЛОГИИ
ЛАЗЕРНО-УДАРНО-ВОЛНОВОЙ ОБРАБОТКИ**

© 2020 г. Г. Ж. Сахвадзе

*Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия**e-mail: sakhvadze@mail.ru*

Поступила в редакцию 07.02.2020 г.

Принята к публикации 27.03.2020 г.

В статье разрабатывается численная модель, позволяющая прогнозирование влияния технологии лазерно-ударно-волновой обработки материалов на возникновение новых трещин, а также на характер распространения уже существующих трещин. Исследуются линейные трещины и так называемые V-образные трещины. Определяются возникающие при лазерно-ударно-волновой обработке поля остаточных напряжений. Выявлены оптимальные режимы лазерно-ударно-волновой обработки в смысле максимального замедления скорости распространения трещин. Полученные результаты хорошо согласовываются с экспериментальными данными.

Ключевые слова: лазерно-ударно-волновая обработка, метод конечных элементов, остаточные напряжения, коэффициент интенсивности напряжений, скорость роста трещины, трещиностойкость

DOI: 10.31857/S0235711920040124

Лазерно-ударно-волновая обработка (ЛУВО) материалов — это новая технология обработки поверхностей, которая широко используется для улучшения усталостных характеристик особо ответственных высоконагруженных деталей машин. Во время процесса ЛУВО лазерный импульс высокой мощности проникает через прозрачный слой (обычно это слой воды или стекло) и фокусируется на защитном слое, нанесенном на исследуемом образце, который сразу же ионизируется и становится высокотемпературной плазмой [1–6]. Затем эта плазма взрывается и создает высокое давление (порядка нескольких ГПа) в течение очень короткого промежутка времени (10–20 нс), что приводит к генерированию сжимающих остаточных напряжений (СОН) на поверхности и в приповерхностных областях материалов. Поскольку общеизвестно, что усталостная трещина может быть остановлена или замедлена при наличии СОН вдоль пути распространения трещины [4], следует ожидать, что технология ЛУВО способна улучшить усталостные характеристики путем создания СОН. Эти преимущества, безусловно, делают ЛУВО перспективной технологией упрочнения поверхностей для улучшения усталостной долговечности и трещиностойкости, особенно для небольших и важных высоконагруженных деталей, таких как подшипники, зубчатые колеса, валы. Они обычно часто используются в аэрокосмической, энергетической, машиностроительной и биомедицинской промышленности.

Методика проведения исследований. Опишем общую методологию, использованную в настоящей работе. Разработанная численная модель (ЧМ) состоит из двух частей: 1) МКЭ-анализ (МКЭ — метод конечных элементов) с использованием метода конечных элементов (МКЭ, на рис. 1 обведена пунктирными линиями) с целью моделиро-



Рис. 1. Блок-схема численного анализа.

вания технологии ЛУВО и определения остаточных напряжений (ОН), и 2) КИН-анализ (КИН — коэффициент интенсивности напряжений). Процедура МКЭ проводилась с использованием конечноэлементного пакета Abaqus. Сначала проводятся подготовительные вычисления и определяются: модель материала, условия нагружения и степень дискретизации сетки (рис. 1). Поле ОН, полученное из процедуры МКЭ, используются в качестве входных данных в модели для КИН-анализа (для получения коэффициента интенсивности остаточных напряжений — КИОН). Общая блок-схема численного моделирования представлена на рис. 1. Исследования проводились для алюминиевого сплава В95.

Исследование динамики коэффициента интенсивности напряжений (КИН). На первом этапе численного анализа (МКЭ) получаем поля распределения остаточных напряжений (ОН). На втором этапе следует оценить степень повышения трещиностойкости и усталостной долговечности материала, для чего следует выбрать соответствующие критерии. В настоящей статье будем использовать классический закон распространения трещин (т.н. закон Пэриса) [4]

$$\frac{da}{dN} = C \Delta K_{\text{eff}}^m, \quad (1)$$

где a — длина трещины; N — число циклов нагружения; C и m — постоянные; ΔK_{eff} — диапазон изменения эффективного коэффициента интенсивности напряжений (КИН), характеризующего перепад напряжений.

С помощью уравнения (1) определяется скорость распространения трещины через ΔK_{eff} , которого, в свою очередь, можно определять следующим образом:

$$\Delta K_{\text{eff}} = \max(K_{\text{tot}}) - \min(K_{\text{tot}}),$$

где K_{tot} — полный КИН. Его можно представить, как суперпозицию остаточного (внутреннего) КИН (т.н. коэффициента интенсивности остаточных напряжений — КИОН), который образован воздействием остаточных напряжений (δK_{res}), и внешнего КИН, в нашем случае вызванного циклическим нагружением (δK_{cyc}) [7]

$$K_{\text{tot}} = \delta K_{\text{res}} + \delta K_{\text{cyc}}.$$

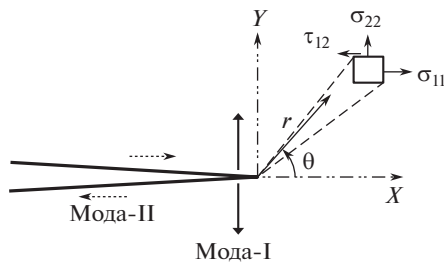


Рис. 2. Схема напряженного состояния вблизи вершины трещины.

Следовательно, важной задачей является определение КИОН, вызванные остаточными напряжениями, которые, в свою очередь, вызваны технологией ЛУВО.

Для определения КИОН необходимо изучить напряженное состояние у вершины трещины. Рассмотрим окрестности вершины двумерной трещины в поле плоского напряженного состояния (рис. 2).

В этом случае возможны следующие варианты нагружения: нормальное нагружение вдоль направления оси y (т.н. Моды-I) и чистый сдвиг вдоль направления x (т.н. Моды-II). Любое иное нагружение можно рассматривать как суперпозицию этих двух основных. Им соответствуют КИН нормального отрыва (K_I) и КИН поперечного сдвига (K_{II}) [8]. Для образца с относительно небольшой толщиной h КИОН (δK_I и δK_{II}) можно определить с использованием уравнений [9]

$$\delta K_I = \frac{\int_0^a \int_0^h \sigma_{22} f(x, a) dh dx}{B}, \quad (2)$$

$$\delta K_{II} = \frac{\int_0^a \int_0^h \tau_{12} f(x, a) dh dx}{B}, \quad (3)$$

где σ_{22} и τ_{12} — остаточное нормальное напряжение и остаточное напряжение сдвига, соответственно, показанные на рис. 2 (чтобы не перегружать рисунок, парные для τ_{12} напряжения не показаны); a — длина трещины; $f(x, a)$ — весовая функция. Для краевой трещины в полубесконечном теле весовую функцию можно определить формулой [10]

$$f(x, a) = \frac{1}{\sqrt{\pi a \left(1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2\right)}} \left[1.3 - 0.3 \left(\frac{x}{a}\right)^{\frac{5}{4}} \right]. \quad (4)$$

Для практически важных частных случаев, когда имеем нагружения только по направлению x или y , КИОН можно непосредственно определить с помощью уравнений (2) и (3). Однако в большинстве случаев имеем остаточные напряжения смешанного типа (т.е., они образованы различными комбинациями Моды-I и Моды-II). Чтобы определить КИОН для смешанных режимов нагружения, требуется некая унификация понятия КИОН.

Для унификации определения коэффициента интенсивности напряжений при смешанных режимах нагружения вводится понятие эквивалентного коэффициента интенсивности напряжений δK_{mix} , основанного на критерии пороговых КИН [10]. На основе анализа напряжений в критической плоскости, можно связать усталостные свойства с КИН при смешанных режимах нагружения [10]

$$\sqrt{\left(\frac{k_1}{K_{I,th}}\right)^2 + \left(\frac{k_2}{K_{II,th}}\right)^2} + A \left(\frac{k^H}{K_{I,th}}\right)^2 = B, \quad (5)$$

где $K_{I,th}$ и $K_{II,th}$ – пороговые значения КИН (максимальные значения коэффициента интенсивности напряжений, при которых трещина не растет в течение заданного числа циклов нагружения) при нагружениях по направлениям x или y , соответственно. Их отношение $s = K_{II,th}/K_{I,th}$. k_1 , k_2 и k^H – параметры, связанные с нагружением [4]. A , B и s в уравнении (5) – характеристики материала, определяемые из усталостных испытаний. Тогда эквивалентный КИН можно определить формулой [4]

$$\frac{1}{B} \sqrt{(\delta k_1)^2 + \left(\frac{\delta k_2}{s}\right)^2} + A (\delta k^H)^2 = \delta K'_{mix}. \quad (6)$$

Сжимающие напряжения и растягивающие напряжения следует рассчитывать по отдельности, так как в уравнение (6) знак КИН не учитывает (они – в квадрате). Следовательно, окончательное уравнение для определения эквивалентных КИН при смешанном режиме нагружения принимает вид

$$\delta K_{mix} = (\delta K'_{mix})_t - (\delta K'_{mix})_c, \quad (7)$$

где $(\delta K'_{mix})_t$ рассчитывается из уравнения (6) с использованием положительной части остаточных КИН; $(\delta K'_{mix})_c$ – с использованием отрицательной (сжимающей) части. Зная эквивалентные остаточные КИН, можно провести анализ усталостной долговечности и темпы роста трещин, а также можно оптимизировать параметры воздействия ЛУВО с целью получения требуемых характеристик материалов.

Результаты и обсуждение. Были исследованы трещины с различным расположением в образце и различными геометриями. Варьировались длина и место расположения трещины. Выбирались самые распространенные по форме трещины: так называемые “линейные” трещины (рис. 3а, б, в) и “V-образные” трещины (рис. 3г, д).

На рис. 3 показаны различные режимы ЛУВО – сканирования происходят с пересечением (рис. 3а, г) и без пересечения кончика трещин лазерными лучами (рис. 3б, в, д; заштрихованные области – области обработки ЛУВО (позиций 2)).

На основе уравнений (2), (3) были рассчитаны КИОН, сгенерированные при ЛУВО, для всех пяти изучаемых случаев (для Моды-I, Моды-II и эквивалентные КИОН), которые показаны на рис. 4.

Сначала проанализируем динамику изменения КИОН для трех образцов с “линейными” трещинами (рис. 4а–в). Прежде всего, видим, что возникающие напряжения вокруг вершины трещины – растягивающие (имеем положительные КИОН). Однако в случае, когда область ЛУВО покрывает кончик трещины (рис. 4а), амплитуда растягивающих КИОН вокруг кончика трещины быстро уменьшается по сравнению с данными на рис. 4б, в, когда область ЛУВО не покрывает кончик трещин, и они переходят в сжимающие КИОН. Кроме того, видно, что растягивающие напряжения вокруг вершины трещины в основном вызваны Модой-I на рис. 4а, б, и Модой-II на рис. 4в. Более того, если мы сравним компоненты Моды-I на рис. 4б, в, увидим, что существенные отрицательные КИОН генерируются именно на рис. 4в.

На основании полученных результатов для случая “линейной” трещины, можно сделать следующие выводы. Прежде всего, для получения максимального эффекта следует выбирать режим ЛУВО с покрытием кончика трещины, при котором создаются максимальные сжимающие КИОН.

При использовании режима ЛУВО без покрытия кончика трещины следует иметь в виду, что: 1) при этом создаются неблагоприятные нормальные растягивающие напряжения (КИОН в Моды-I) вокруг кончика трещины; 2) режим ЛУВО должен быть симметричной относительно направления распространения трещины (направления x), чтобы избежать возникновения нежелательных растягивающих напряжений сдвига

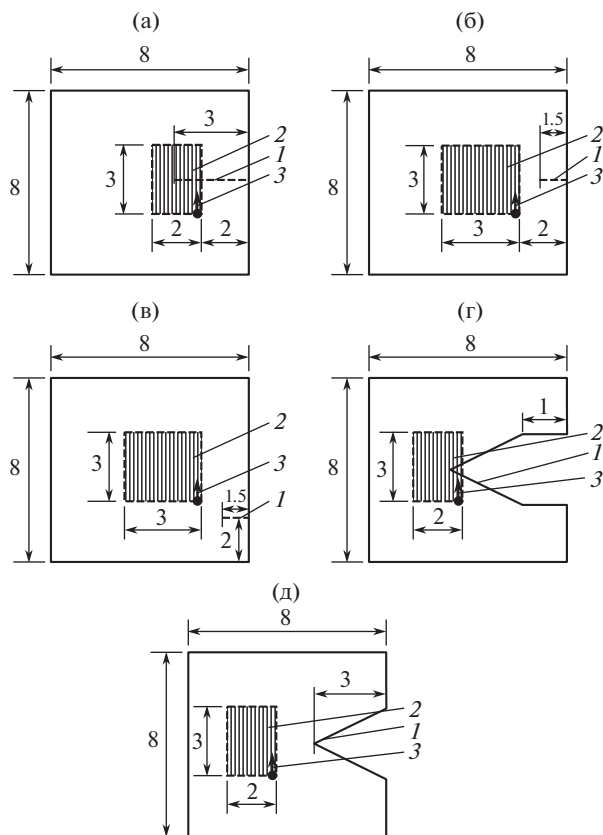


Рис. 3. Различные режимы ЛУВО на образцах с “линейной” трещиной (а–в) и “V-образной” трещиной (г–д): 1 – трещина; 2 – область ЛУВО; 3 – направление сканирования: ЛУВО начинается с точки в правом нижнем углу и заканчивается в точке в левом верхнем углу.

(КИОН в Моде-II); 3) следует выбирать режимы ЛУВО с максимально растянутой зоной покрытия в направлении y , что приводит к появлению желаемых сжимающих нормальных напряжений.

Проанализируем динамику изменения КИОН для V-образных трещин. Здесь также имеем два режима ЛУВО, один из которых покрывает кончик трещины (рис. 4г), а другой – не покрывает кончик трещины (рис. 4д). На рис. 4д видно, что эквивалентный КИОН становится отрицательной примерно на расстоянии от 0.5 мм и далее, в то время как на рис. 4г отрицательная часть КИОН существует только в пределах от 1.5 мм до 2.7 мм от вершины трещины. Это означает, что режим ЛУВО без покрытия кончика трещины способен генерировать больше сжимающих КИОН. Как видим, в этот раз получили противоположный результат к тому, что получили ранее для случая “линейной” трещины.

Принципиально разное влияние режимов ЛУВО на две разные трещины означает, что режим ЛУВО должен быть настроен строго индивидуально, в том числе на основе анализа геометрических особенностей трещины. Стратегию моделирования, предложенную в этой статье, также можно успешно использовать для индивидуальной настройки режимов ЛУВО для образцов со сложной геометрией.

Для проверки адекватности разработанной численной модели был проведен сравнительный анализ с известными в литературе экспериментальными данными по рас-

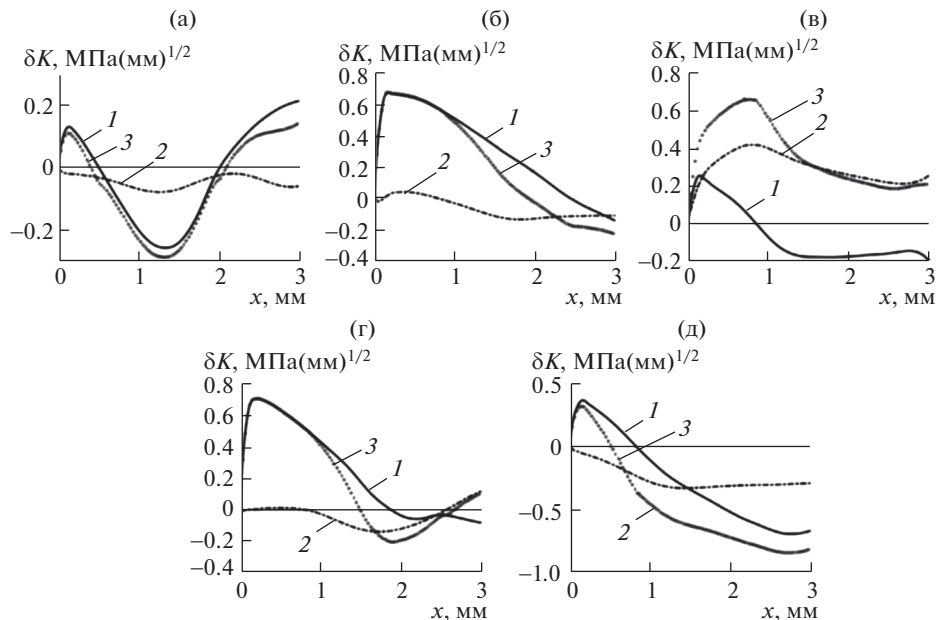


Рис. 4. Динамика изменения КИОН в зависимости от расстояния от кончика трещины (x), вызванные технологией ЛУВО, для пяти изучаемых случаев. 1 – Мода-I (δk_1); 2 – Мода-II (δk_2); 3 – эквивалентный КИОН (δK_{mix}).

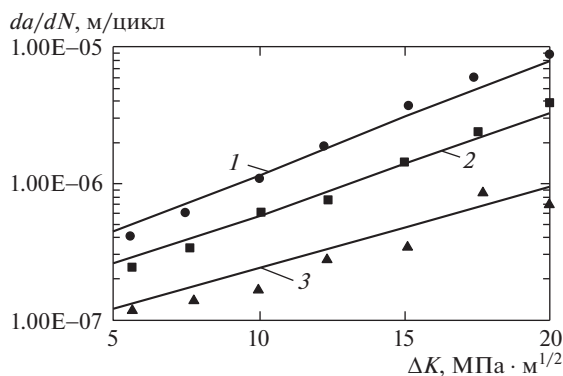


Рис. 5. Изменение скорости роста трещины в зависимости от КИН: 1 – без ЛУВО; 2 – режим обработки ЛУВО-I; 3 – режим обработки ЛУВО-II. ●, ■ и ▲ – экспериментальные данные из [4].

пространению трещин в трех образцах: образец № 1 – без ЛУВО, образец № 2 – обработанный в режиме ЛУВО-I и образец № 3 – обработанный в режиме ЛУВО-II.

На рис. 5. показаны расчетные кривые изменения скорости роста трещин как функция от КИН (линии 1, 2, и 3 для образцов №№ 1, 2 и 3, соответственно). Из анализа кривых (рис. 5) видно, что, несмотря на небольшое увеличение постоянной C от 7×10^{-8} до 1×10^{-7} , показатель роста трещины m значительно уменьшается после обработки ЛУВО: с 2.4024 до 2.1207 для ЛУВО-I и до 1.9112 для ЛУВО-II. Очевидно, что

скорость роста трещины при одном и том же КИН уменьшается после применения технологии ЛУВО, особенно при обработке в режиме ЛУВО-II.

Таким образом, экспериментально подтвержденный факт значительного уменьшения скорости роста трещины после обработки материалов в режиме ЛУВО-II [4], хорошо согласуется с результатами нашего численного моделирования, что доказывает адекватность разработанной численной модели (ЧМ).

Выводы. Результаты показали, что для повышения трещиностойкости линейных трещин лучше, чтобы область ЛУВО покрывала максимально возможную область трещины. Тем временем, для V-образной трещины для тех же целей лучше, чтобы область ЛУВО располагалась на определенном расстоянии от кончика трещины с тем, чтобы избежать возникновения нежелательных растягивающих остаточных напряжений вдоль пути распространения трещины. Проведенный сравнительный анализ с известными в литературе экспериментальными данными показал адекватность и эффективность разработанной численной модели.

ФИНАНСИРОВАНИЕ

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования РФ в рамках Федеральной целевой программы “Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014–2020 годы”. Соглашение о предоставлении субсидии № 075-15-2019-1865 от 02.12.2019 г. (внутренний номер соглашения: 05.607.21.0300), проект RFMEFI60719X0300.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Peyre P., Fabbro R.* Laser shock processing: a review of the physics and applications // Opt. Quant. Electron. 1995. № 27. P. 1213.
2. *Vázquez Jiménez C.A., Gómez Rosas G., Rubio González C., Hereñú S.* Effect of Laser Shock Processing on fatigue life of 2205 duplex stainless steel notched specimens // Opt. Laser Technol. 2017 № 907. P. 308.
3. *Rubio-González C., Felix-Martínez C., Gomez-Rosas G., Ocaña J.L., Morales M., Porro J.* Effect of laser shock processing on fatigue crack growth of duplex stainless steel // Mater. Sci. Eng. A. 2011. № 528. P. 914.
4. *Achinth M., Nowell D., Fufari D., Sackett E.E., Bache M.R.* Fatigue behaviour of geometric features subjected to laser shock peening: experiments and modelling // Int. J. Fatigue. 2014. № 62. P. 171.
5. *Сахвадзе Г.Ж.* Особенности конечноэлементного моделирования остаточных напряжений, возникающих в материале при лазерно-ударно-волновой обработке, с использованием метода собственных деформаций // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2018. № 4. С. 87.
6. *Сахвадзе Г.Ж.* Конечноэлементное моделирование технологии многократной лазерно-ударно-волновой обработки материалов с использованием метода собственных деформаций // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2018. № 5. С. 91.
7. *Chahardehi A., Brennan F.P., Steuwer A.* The effect of residual stresses arising from laser shock peening on fatigue crack growth // Eng. Fract. Mech. 2010. № 77. P. 2033.
8. *Lu J.Z., Wu L.J., Sun G.F., Luo K.Y., Zhang Y.K., Cai J. et al.* Microstructural response and grain refinement mechanism of commercially pure titanium subjected to multiple laser shock peening impacts // Acta Mater. 2017. № 127. P. 252.
9. *Kashaev N., Ventzke V., Horstmann M., Chupakhin S., Riekehr S., Falck R. et al.* Effects of laser shock peening on the microstructure and fatigue crack propagation behavior of thin AA2024 specimens // Int. J. Fatigue. 2017. V. 98. P. 223.
10. *Bhamare S., Ramakrishnan G., Mannava S.R., Langer K., Vasudevan V.K., Qian D.* Simulation-based optimization of laser shock peening process for improved bending fatigue life of Ti–6Al–2Sn–4Zr–2Mo alloy // Surf. Coat. Technol. 2013. V. 232. P. 464.

**АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ
В МАШИНОСТРОЕНИИ**

УДК 001.89: 004.93: 621

**АВТОМАТИЗАЦИЯ АНАЛИЗА СТРУКТУРЫ МАТЕРИАЛА ДЕТАЛИ
НА ОСНОВЕ УПРАВЛЯЕМЫХ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ СИСТЕМ**© 2020 г. В. Ф. Безъязычный¹, И. Н. Паламарь^{1,*}, Н. С. Азиков²¹ Рыбинский государственный авиационный технический университет им. П.А. Соловьева,
Рыбинск, Россия² Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

*e-mail: irina.palamar@mail.ru

Поступила в редакцию 11.10.2019 г.

Принята к публикации 27.03.2020 г.

Рассматривается подход к решению проблемы анализа изображения сложно формализуемых структур материалов ответственных деталей. Предложены методологические основы автоматизации исследования структуры материала, обеспечивающей оценку заданных эксплуатационных свойств деталей, на основе управляемого создания функциональных систем. Разработаны методы оценки структур материалов, формируемых различными технологическими процессами.

Ключевые слова: методологический подход, автоматизация анализа структуры материала, обработка изображения, модель функциональной структуры, управляемая функциональная система, сложная неопределенная структура

DOI: 10.31857/S0235711920040021

В связи с повышением требований к высокотехнологичным изделиям машиностроения по условиям эксплуатации, таких как высокие температуры, агрессивные среды, статические и динамические нагрузки, необходимо создавать их детали со специальными свойствами поверхностей. Как показывает практика производства, эксплуатации и ремонта ответственных деталей машин перспективными являются наукоемкие технологии создания поверхностей деталей со специальными свойствами. Особое внимание уделяется функциональным материалам, обладающим определенным и возможно задаваемым уровнем физико-химических и механических свойств, обеспечивающим заданные эксплуатационные свойства. Формирование определенных свойств детали (прочность, жаростойкость, циклическая долговечность и т.п.) осуществляется разработкой соответствующих технологических процессов для обработки таких материалов, а также контроля качества их выполнения.

Анализ состояния проблемы. Поскольку исследуемые свойства деталей в значительной степени определяются структурой материала поверхностного слоя, все современные исследования технологий обработки материалов и их поверхностей опираются на анализ изображений структур на макро-, мезо- и микромасштабных уровнях. В работе [1] исследуются методы анализа изображений изломов на основе сегментации с помощью адаптивных моделей скрытого Марковского дерева и многомасштабного Марковского поля. По изображениям оценивается отношение площади усталостной зоны к площади зоны долома, которое считается мерой величины циклических напряжений, обуславливающих разрушение. Однако методами сегментации выделяются только зоны с различной текстурой, а анализ сложной топологии структуры не произво-

дится. В работе [2] рассматривается методика анализа выделения только контурных изображений по линейчатым структурам, предназначенная для выявления и последующей классификации дефектов микроструктур. Связей между сложной структурой и способами ее получения не устанавливается. Несмотря на возможности методов машинного зрения по анализу изображений в различных областях, существуют проблемы по их практическому применению для анализа сложных структур материалов, формируемых различными технологическими процессами по достижению определенных свойств изделий. Анализ структур с учетом особенностей материалов и техпроцессов их обработки выполняется вручную экспертами высокой квалификации.

Важным этапом исследований является установление связей параметров структуры материала с эксплуатационными свойствами деталей. Существующие методы оценки эксплуатационных свойств можно разделить на следующие группы: численные методы, статистические методы, нейронные сети, методы искусственного интеллекта и нечетких множеств, методы машинного обучения. В работе [3] исследованы методы автоматизированного построения моделей прогноза механических свойств сплавов, применение которых в системе анализа изображений структуры материала позволяет проводить комплексную оценку качества сплавов на основе классического метода построения регрессионных моделей. В работе [4] анализ сложных микроструктур выполняется путем классификации на основе дискриминантного подхода с использованием нечеткой меры близости параметров структуры и комплексом физико-механических свойств. В автоматизированных системах анализа сложных микроструктур используется создание баз знаний с продукционным выводом. Например, для установления связей параметров зеренно-фазовой структуры и эксплуатационных характеристик функционального материала выполняется построение метрик, формируемых в виде правил, которые сохраняются в экспертной системе [5]. Данные метрики используются для контроля качества. На основе анализа объема фаз, а также значений параметров: средний размер зерна, коэффициент вариации размера зерна и степень анизотропии зерен, выполнялось оценивание прочности с помощью автоматизированной интеллектуальной системы. Оценка параметров структуры по изображению выполняется с помощью стандартных средств обработки изображений и не связана с особенностями исследуемой структуры.

Существует разрыв между потенциальными возможностями методов анализа изображений и обработки данных и результатами их применения в промышленности для автоматизации операций.

Постановка задачи и предлагаемый методологический подход. Анализ технологий изготовления деталей показал, что совершенствование их свойств с целью достижения требуемого качества, включает в себя исследование структуры ее функциональных частей, однако связи количественных характеристик структуры с качественным экспертным описанием и параметрами технологических процессов не устанавливается, хотя имеются тенденции по применению моделей искусственного интеллекта для решения отдельных задач. Подлежащие анализу структурные элементы являются неопределенными, что осложняет автоматизацию контроля качества структуры по изображению. Достижение заданных свойств детали осуществляется путем формирования определенной структуры за счет организации соответствующего технологического процесса [6, 7].

В работе [8] рассматривается поверхность детали как система для установления корреляционных связей между параметрами качества поверхности и методами их анализа, режимами технологических операций и эксплуатационными свойствами с целью оптимизации технологического процесса изготовления детали. При решении этих задач возникает ряд трудностей методического, информационного и технологического плана.

В качестве методологической основы для решения поставленной проблемы используются концепции функциональной адаптации и функциональной прозрачности, изложенные в работе [9]. В соответствии с концепцией функциональной адаптации должна обеспечиваться настройка сетевой модели структуры к особенностям функционирования объекта, его изменению в процессе жизненного цикла и влиянию различных внешних факторов через обучение и самоорганизацию структуры. Данные концепции использованы при разработке методов автоматизированной и автоматической обработки данных структуры материала и поверхности с применением теории анализа изображений, сигналов и машинного обучения. В соответствии с аспектами рассмотрения сложной структуры материала предложены понятия функциональной структуры и функциональной системы. Введено понятие функциональной структуры высоконагруженной детали, включающей структуру поверхности, материала поверхностного слоя и основного материала и обеспечивающей требуемые эксплуатационные свойства.

В контексте рассматриваемой проблемной ситуации перейдем от понятия функциональной структуры к понятию функциональной системы, назначением которой является интерпретация и обобщение результатов анализа функциональной структуры, под которой будем понимать совокупность методов, позволяющих организовывать представление и интерпретацию изображения структуры материала в виде функциональной структуры детали. Целевым результатом создания структуры детали являются заданные эксплуатационные свойства детали, а результатом анализа структуры является выявление и оценка структурных элементов материала, влияющих на требуемые характеристики детали. Структура функциональной системы, обеспечивающей формирование функциональной структуры, представлена на рис. 1. Данная модель является базовой для разработки методов, реализующих методологию перехода от растрового представления изображения к представлению формализованных описаний структуры. В центре системы находится функционально прозрачная модель технического состояния структуры материала детали. Исходными данными для формирования модели являются: технология производства или ремонта детали; структурные элементы, определяющие исходное текущее состояние структуры, характерное для выбранной технологии; экспертные знания о параметрах структуры и их связи с эксплуатационными показателями.

Решение проблемы совершенствования технологических процессов, связанных с анализом изображений неопределенной структуры в процессе ее модификации, предлагается на основе методологии анализа функциональной структуры, которая определяет ее функциональные свойства: прочность, жаропрочность, жаростойкость, устойчивость к коррозии и т.п. Рассмотрим примеры разработки функциональных систем анализа структуры по изображению в соответствии с предложенной методологией для технологий монокристаллического литья и дробеструйного упрочнения.

Реализация методов анализа структуры для различных технологических процессов. Монокристаллическое литье. Параметрами, определяющими жаропрочность и жаростойкость сплава, является объем γ' -фазы ($V_{\gamma'}$) и ее морфологические характеристики [10]. Такой анализ является не только сложным и трудоемким, но и требует высокой квалификации оператора. Изображения шлифа монокристаллического жаропрочного никелевого сплава с различным содержанием γ' -фазы при одинаковом масштабе представлены на рис. 2а, 2б.

Для структуры характерно наличие множества фазовых составляющих с различной яркостной компонентой. В способ автоматической сегментации изображения введена локальная корректировка яркости для каждого отдельного элемента структуры [11]. Автоматическое вычисление яркостного среза для каждого отдельно взятого элемента позволяет точно выделить границы, независимо от множества других элементов фазо-

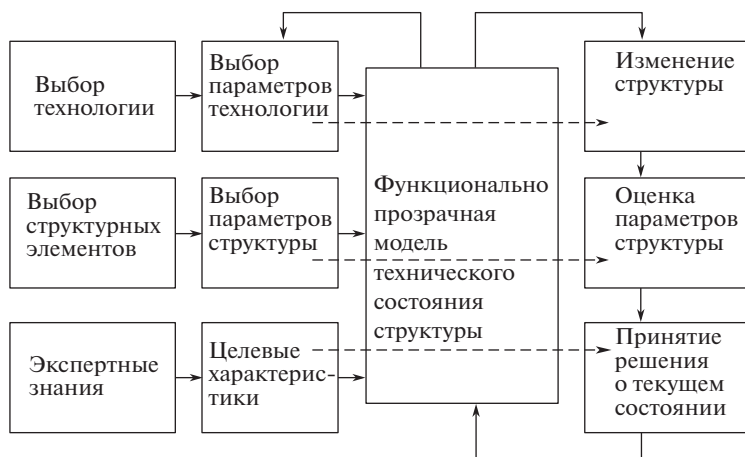


Рис. 1. Схема функционально прозрачной системы технического состояния структуры.

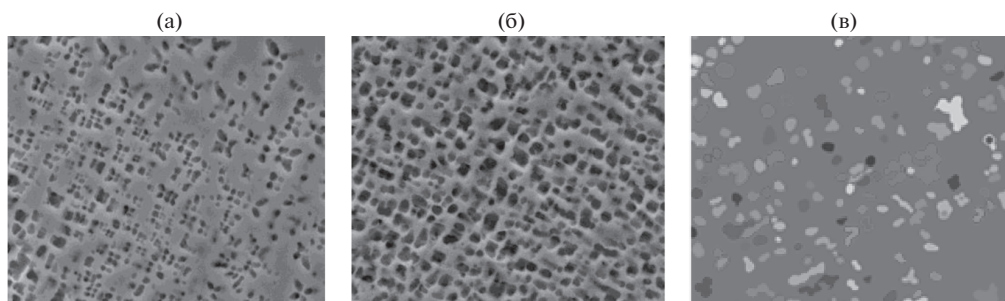


Рис. 2. Примеры шлифов монокристаллического жаропрочного никелевого сплава с различным объемным содержанием γ -фазы (а), (б) и результат сегментации (в) изображения шлифа (б).

вых составляющих. Вычисление локального яркостного среза для корректировки границ отдельного элемента происходит по формуле

$$Y' = Y_{\text{back}} - (Y_{\text{back}} - (Y_{\text{avgSeg}} + dY)) \cdot k_d,$$

где Y_{back} – усредненная яркость фона; Y_{avgSeg} – усредненная яркость исследуемого элемента фазовой составляющей; dY – яркостная разница с элементом фазовой составляющей, признанным эталонным для данного шлифа; k_d – коэффициент разницы яркостной составляющей фона от яркости текущего элемента фазовой составляющей.

Данный подход позволяет использовать корректировку совместно с различными способами сегментации. Все области интереса преобразуются таким образом, что появляется эталонная глобальная яркость, вычисленная на основе эталонного элемента. Она отделяет фон от γ -фазы на всем изображении. С другой стороны, границы для определения γ -фазы четко выделяются относительно фона, что позволяет без значительных затрат определить с высокой точностью каждый структурный элемент, если требуется проанализировать не только объемное содержание, но и, например, оценить мисфит. Результат сегментации изображения шлифа (рис. 2б) представлен на рис. 2в. Статистическая оценка точности метода по автоматическому определению

объемного содержания γ' -фазы показала величину отклонения 0.46% от экспертной оценки.

Дробеструйное упрочнение. В процессе дробеструйного упрочнения поверхности детали происходит формирование характерного рельефа поверхности, особенности которого определяют качество полученного поверхностного слоя. Визуальный и вербальный анализ качества дробеструйной обработки поверхности проводится как при изучении влияния параметров обработки, так и при контрольных операциях в процессе производства. В зависимости от цели обработки применяется классификация или описание особенностей поверхности. Классификация в основном бинарная по виду “приемлемо – неприемлемо”, что позволяет получить приблизительную оценку качества поверхности. Более точную характеристику рельефа можно получить, применяя специальную терминологию. На основе анализа технологии были выделены характеристики, описывающие особенности получаемой поверхности в результате применения различных параметров технологического процесса: микрорельеф равномерный/неравномерный; микрорельеф регулярный/нерегулярный; выступы (риски) острые и быстро утолщаются по глубине; улучшение микрорельефа (увеличение радиусов впадин) за счет отсутствия рисок; надрезы, глубокие риски; выступы скругляются по большому радиусу; складки; степень покрытия.

Однако такой анализ является качественным и не позволяет оценить степень влияния определенных особенностей микрорельефа на эксплуатационные показатели. Приведенные характеристики не имеют формализованного описания. Для получения параметров структуры материала необходимо выделить характерные структурные элементы на изображении, найти их числовые оценки и получить описание структуры, пригодное для автоматизации получения экспертного заключения о качестве поверхности.

В результате физических процессов, связанных с дробеструйной обработкой, исследуемые изображения обработанной поверхности имеют гетерогенную сегментную структуру, характеризуемую наличием сегментов, выделяемых по яркости, текстуре и контурам, и их устойчивыми сочетаниями. Исходными данными для анализа является множество пикселей изображения. Предварительно выполняются операции улучшения изображения (цветовая коррекция, сглаживание и т.п.). В процессе сегментации пиксели группируются в топологически связные однородные сегменты в соответствии с предикатом гомогенности H . Для гетерогенной сегментной структуры предикат гомогенности сегмента S_i можно представить, как совокупность взвешенных предикатов по частным факторам гомогенности

$$H(S_i) = (v_f H_f | f = 1, \dots, F),$$

где v_f – весовой коэффициент значимости частного фактора гомогенности f ; F – количество факторов гомогенности.

Каждый фактор гомогенности f , формирующий частный предикат гомогенности H_f , характеризует сегменты изображения по одному из информационных признаков: яркости (цвету), текстуре и контурам.

Для оценки качества обработки поверхности необходимо скомбинировать методы обработки изображений для обнаружения смысловых структурных элементов и подобрать параметры, обеспечивающие эффективное выделение яркостных, текстурных и контурных составляющих. Учитывая то что, зрение опирается на контурную информацию, к исходному изображению применяется фильтр Габора, импульсная переходная характеристика которого определяется в виде гармонической функции, помноженной на Гауссиан.

Для анализа поверхности металла в работе [12] выделены следующие характеристики: количество больших сегментов; средний угол наклона сегментов; разнонаправленные/однонаправленные сегменты; максимум вероятности элементов матрицы

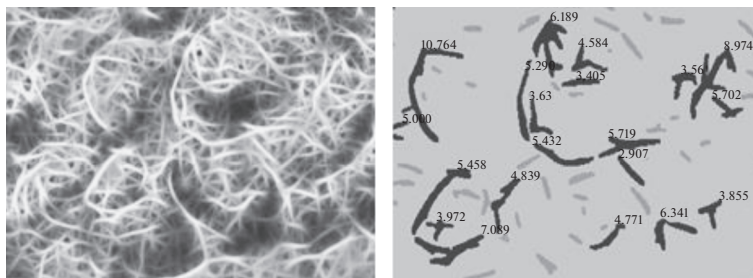


Рис. 3. Результат обработки и оценки параметров элементов структуры: результат выделения контуров (слева), результат сегментации (справа).

совместной встречаемости; момент порядка k разности элементов матрицы совместной встречаемости; обратный момент разности элементов k -го порядка матрицы совместной встречаемости; однородность по матрице совместной встречаемости; энтропия по матрице совместной встречаемости. Результат обработки изображения структуры представлен на рис. 3. Выделенные сегменты дифференцируются на три группы по площади, вычисляемой автоматически по изображению. Контур и особенности текстуры выделены фильтром Габора.

Рассматривая только большие сегменты, формирующие основной рисунок текстуры, находим для каждого сегмента угол наклона, определяемый по описывающему прямоугольнику, и считаем количество больших сегментов. Вычисляем математическое ожидание углов наклона сегментов. Далее вычисляем дисперсию углов, используя величины угла наклона сегмента и его математического ожидания, на основе чего принимается решение, являются ли выделенные сегменты однонаправленными или разнонаправленными.

Вербальные описания образцов, полученные на основе вычисленных значений параметров по изображению, согласуются с результатами описания качества обработки отдельных зон деталей, выполненных экспертами на производстве путем визуального осмотра в соответствии с существующими методиками сопоставления с образцами.

Как показали эксперименты, анализ изображений поверхности материала детали позволяет автоматически оценивать качество дробеструйной обработки с вычислением показателей, соответствующих вербальным оценкам. В связи с этим результаты работы можно использовать для автоматизации процесса оценки качества поверхности металла после дробеструйной обработки и подбора параметров техпроцесса.

Были исследованы также методы обработки: ионно-плазменная обработка, обработка давлением и другие. Разработанные модели и методы обеспечивают решение трудно формализуемых задач анализа структуры, получение их числовых и вербальных оценок, формирование классификаторов характерных изображений с аннотациями, что позволяет связать вид структуры поверхности со значениями эксплуатационных показателей.

Выводы. Предложенная модель представления данных, на которой основаны разработанные методы анализа вариантных структур материалов, обеспечивает адаптацию как к растровым данным, отражающим особенности структур в конкретном технологическом процессе, так и адаптацию модели для оценки параметров структуры, что повышает эффективность анализа для решения задач широкого класса. Разработанная обобщенная модель функциональной системы на основе предложенных концепций функциональной адаптации и функциональной прозрачности, позволяет реализовать целенаправленное изменение параметров технологического процесса для до-

стижения требуемых эксплуатационных показателей высоконагруженных деталей ГТД, определяемых соответствующей структурой материала.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жизняков А.Л., Садыков С.С. Автоматическая сегментация металлографических снимков / Труды международного симпозиума “Надежность и качество”, 2010. Т. 1. С. 109.
2. Орлов А.А., Антонов Л.В. Методика анализа микро- и наномасштабных снимков промышленных изделий, ее реализация и применение // Алгоритмы, методы и системы обработки данных. 2012. № 4 (22). С. 79.
3. Чубов А.А. Автоматизация металлографического анализа и контроля сплавов с использованием методов цифровой обработки оптических изображений микроструктур: Дис. ... канд. техн. наук 05.13.06.
4. Ключев А.В., Гитман М.Б., Столбов В.Ю. Об одном подходе к решению задачи дискриминантного анализа микроструктур функциональных материалов по комплексу физико-механических характеристик // Прикладная математика и вопросы управления. 2016. № 4. С. 63.
5. Столбов В.Ю., Федосеев С.А. Выборочный контроль качества металлических функциональных материалов на основе когнитивного анализа фотографий микрошлифов // Вестник ЮУрГУ. Серия “Компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника”. 2018. Т. 18. № 4. С. 127.
6. Marquez-Herrera A., Fernandez-Munoz J.L., Zapata-Torres M. et al. Fe2B coating on ASTM A-36 steel surfaces and its evaluation of hardness and corrosion resistance. // Surface and Coatings Technology. 2014. V. 254. P. 433.
7. Bayati, M.R. Surface alloying of carbon steels from electrolytic plasma [Text] / M.R. Bayati, R. Molaei, K. Janghorban // Metal Science and Heat Treatment. 2011. V. 53. P. 91.
8. Мухин В.С. Поверхность: технологические аспекты прочности деталей ГТД. М.: Наука, 2005. 296 с.
9. Паламарь И.Н. Совершенствование технологических процессов изготовления высоконагруженных деталей ГТД на основе анализа функциональной структуры // Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьева. 2017. № 2 (41). С. 336.
10. Epishin A. X-ray reflections from the γ/γ' - microstructure of nickel-base superalloys: effect of the plane tilting / A. Epishin, U. Brückner, T. Link, B. Fedelich // Intern. J. Mater. Research (formerly Z. Metallkd.). 2010 V. 101 № 5. P. 589.
11. Паламарь И.Н. Автоматический анализ структурно-фазового состава монокристаллического жаропрочного никелевого сплава по изображению шлифа / И.Н. Паламарь, К.А. Рыбаков // Международный технологический форум “Инновации. Технологии. Производство”: Сборник материалов научно-технической конференции к 100-летию со дня рождения главного конструктора П.А. Колесова. Рыбинск, 2015. Т. 1. С. 54.
12. Паламарь И.Н. Формализация вербальных оценок качества дробеструйной обработки на основе анализа изображений поверхности металла / И.Н. Паламарь, М.Л. Первов // Упрочняющие технологии и покрытия. Москва. 2019. Т. 15. № 2. С. 65.

**АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ
В МАШИНОСТРОЕНИИ**

УДК 621.774

**ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТОЧНОСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ
АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ГИБКИ
ТРУБ ГТД СЛОЖНОЙ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ ФОРМЫ**

© 2020 г. И. А. Бурлаков^{1,*}, Г. А. Мангасарян¹, Ю. А. Гладков¹,
А. А. Кукуяк¹, Д. Э. Гордин¹

¹ Производственный комплекс “Салют” АО “ОДК”, Москва, Россия

*e-mail: burlakov-ia@uecrus.com

Поступила в редакцию 04.09.2019 г.

Принята к публикации 27.03.2020 г.

В статье приведены результаты экспериментального и расчетного методов процесса гибки труб сложной пространственной формы на трубогибном автомате с применением программы QForm VX, основанной на методе конечных элементов. Показана возможность прогнозирования точностных параметров полуфабриката и возможных дефектов методом моделирования процесса.

Ключевые слова: бесшовные трубы, сталь марки 12X18H10T, трубогибный автомат, гибка, метод конечных элементов, программа QForm VX, дефекты

DOI: 10.31857/S0235711920040045

Трубопроводы сложной пространственной формы представляют неотъемлемую часть газотурбинных двигателей. Результатом их сложной трассировки является необходимость изготовления труб сложной пространственной формы с большим количеством изгибов разных радиусов и углов, а также с различными, часто очень малыми, расстояниями между изгибами. Детали данной группы подвергаются значительным гидравлическим нагрузкам, вследствие чего к ним предъявляются высокие требования по механическим характеристикам [1]. С целью повышения производительности и снижения трудоемкости, а также, повышения качества деталей применяют трубогибные автоматы, где весьма важно правильно отработать технологический процесс во избежание дефектов в виде складок (рис. 1а) и вмятин (рис. 1б). Применение моделирования при разработке технологических процессов, в частности, моделирование по методу конечных элементов в программе QForm VX [2], позволяет оптимизировать конструкцию инструмента, существенно сократить объем наладочных работ и время запуска в производство.

Основным способом холодной гибки труб является гибка методом наматывания. Труба под действием крутящего момента наматывается на гибочный ролик. По данному методу осуществляют два типа гибки – бездорновой и дорновой.

Бездорновый вид гибки предназначен для холодной гибки без наполнителя (без дорна) стальных, медных, латунных и т. п. труб с радиусом гиба $r \geq 3d$, где d – наружный диаметр трубы.

Дорновый вид гибки предназначен для холодной гибки с дорном стальных труб с радиусом гиба $r \geq 1.5d$ и отношением толщины стенки s трубы к диаметру d ($s/d \geq 0.03$). Принцип действия заключается в следующем: трубу устанавливают в ручей гибочного ролика и закрепляют к прямолинейной его части при помощи прижима, которым тру-

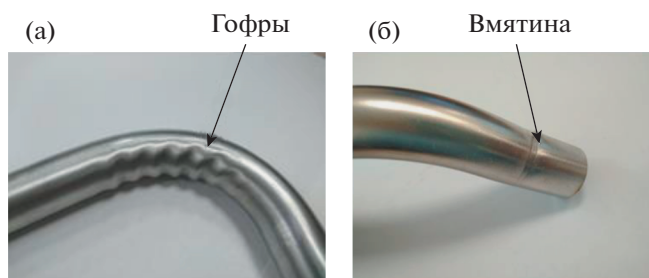


Рис. 1. Дефекты, возникающие в процессе гибки труб.

ба во время гибки прижимается к гибочному ролику. Приводимый во вращательное движение гибочный ролик увлекает за собой трубу, которая, находясь в ручье между гибочным роликом и прижимом, стаскивается с дорна и изгибается на необходимые угол и радиус. Данный метод применяется для гибки особо точных гнутых труб с тонкой стенкой и малым радиусомгиба.

Типовая оснастка (рис. 2) для гибки полых труб 5 включает в себя задний прижим 1, передний прижим 2, ролик 3, складкодержатель 4 и дорн.

С целью минимизации образования овальности трубы применяют калибрующие дорны как в виде стержня, так и гибкие шариковые. Последние были использованы в настоящем исследовании. Экспериментальному исследованию процесса гибки труб посвящено большое количество работ [3–10]. Однако практически отсутствуют публикации, направленные на анализ данного процесса с применением моделирования методом конечных элементов, однако в некоторой степени могут быть использованы результаты моделирования аналогичных деталей [11, 12]. Настоящая работа направлена на частичное восполнение данного пробела.

Цель работы. Повышение эффективности процесса автоматизированной гибки труб сложной пространственной формы путем применения метода конечных элементов.

Задачи:

1. Выполнить анализ изготавливаемых труб и выбрать типовой представитель.
2. Разработать твердотельные модели для выбранной трубной заготовки и инструмента.
3. Осуществить моделирование процесса гибки труб сложной пространственной формы с целью:
 - определить влияние ширины переднего режима на образование дефектов,
 - определить тип дорнов, исключающий образование гофр,
4. Выполнить экспериментальные работы по изготовлению выбранных труб.
5. Выполнить анализ полученных данных и подготовить предложения.

Материал и методы исследования. Материалом исследования являлись бесшовные трубы диаметром 20 мм и толщиной стенки 1.0 мм из нержавеющей стали марки 12X18H10T, химический состав которой (% (мас.): Fe – осн., Cr – 18, Ni – 10, Ti – 0.7), поставляемые по ГОСТ 9941.

Экспериментальные работы по гибке труб проводили на трубогибном автомате (рис. 3).

Контроль геометрических параметров гнутых труб осуществляли с помощью, автоматизированной оптической измерительной системы “TubeInspect” фирмы “AICON”. Точность измерения составляла ± 0.1 мм.

Моделирование. Процесс гибки труб моделировали с применением метода конечных элементов (МКЭ) с помощью пакета QForm VX версии 8.2.4 со следующими ис-

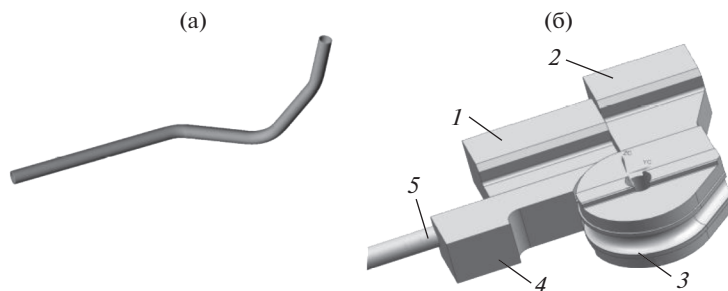


Рис. 2. Твёрдотельные модели трубной заготовки (а) и формообразующего инструмента (б).

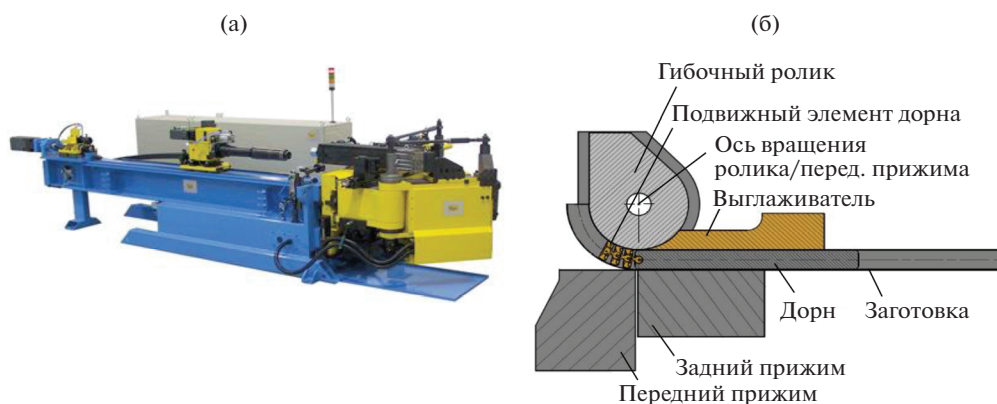


Рис. 3. Трубогибочный автомат (а) и схема процесса гибки с дорном (б).

ходными данными: обрабатываемый материал – нержавеющая сталь 12Х18Н10Т; материал инструмента – инструментальная 5ХНМ; материал выглаживателя – бронза БрАЖ10-10-4; объем заготовки неизменный; напряженное состояние трехмерное (3D расчет); температура формообразования – 20°C; фактор трения – 0.3, трение по закону Леванова; тепловые процессы не учитываются; формообразование осуществляется на трубогибочном автомате со скоростью 1 об/мин.

В виду того, что толщина обрабатываемых труб составляет 1.0 мм, сетка конечных элементов была принудительно измельчена.

Моделирование с учетом трения в условиях малых давлений на контакте с заготовкой. Обычно для описания граничных условий по трению в условиях малых нормальных к поверхности инструмента напряжений σ_n принято использовать закон трения Кулона–Амонтона (далее закон трения Кулона)

$$\tau_k = \mu \sigma_n,$$

где τ_k – касательные напряжения в точке контакта, μ – коэффициент трения Кулона.

Такой закон хорошо описывает процессы, в которых на контактирующих поверхностях интенсивность напряжений не достаточна, чтобы началась пластическая деформация. Однако для точного моделирования в зонах гибки и формовки, где σ_n пре-

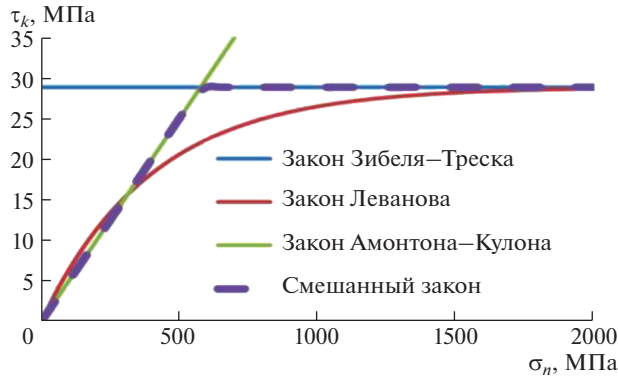


Рис. 4. Закон трения Леванова интерполирует законы трения Кулона и Зибеля: приведены графики для условий $\mu = 0.05$, $m = 0.1$, $b = 1.25$, $\sigma_s = 500$ МПа.

вышает $k = \frac{\sigma_s}{\sqrt{3}}$, закон трения дает завышенные значения τ_k . Для обеспечения моделирования процессов, где на контакте одновременно присутствуют условия для трения по закону Кулона (нет пластической деформации) и трения по закону Зибеля–Треска (в зоне контакта заготовка претерпевает пластическую деформацию) рационально использовать закон трения, совмещающий для разных σ_n законы трения Кулона и Зибеля–Треска (далее – закон Зибеля).

Как показано в работе [13] удачным решением при моделировании подобных процессов является использование закона трения Леванова, описываемого зависимостью: $\tau_k = mk \left(1 - \exp \left(-b \frac{\sigma_n}{\sigma_s} \right) \right)$, где m – фактор трения Зибеля, σ_s – сопротивление деформации металла заготовки, b – коэффициент Леванова (фактически задает интерполяцию двух законов Кулона и Леванова, рекомендуемое значение – 1.25). Закон трения Леванова, фактически, интерполирует (рис. 4) законы трения Кулона и Зибеля ($\tau_k = mk$).

Результаты и обсуждение. В качестве типового представителя была выбрана труба наружным диаметром $d = 20$ мм и толщиной стенки $s = 1.0$ мм с тремя изгибами радиусом 40 мм. Твердотельные модели трубной заготовки и реального формообразующего инструмента показаны на рис. 2.

Влияние ширины переднего прижима. Для оценки роли ширины в формировании вмятины было осуществлено моделирование с шириной прижима (рис. 3) $w = 20$; 25; 30 и 50 мм, что составляет относительную ширину $w/d = 1.0$; 1.25; 1.50 и 2.50. Результаты показаны на рис. 4. Как видно из представленных данных относительная ширина прижима 1.0 и 1.25 приводит к образованию дефектов в виде вмятин. При относительной ширине прижима 1.50 и более (рис. 5в, г) такие дефекты отсутствуют, что было подтверждено экспериментально.

Серьезную проблему при гибке труб представляют дефекты в виде гофр (рис. 1а), особенно при малых радиусахгиба. Для исключения таких дефектов часто применяют наполнитель, что крайне нежелательно при реализации процесса гибки на автоматах. В таких случаях переменяют дорны (рис. 3б).

Моделирование процесса с дорном (рис. 6) представляет довольно сложную задачу, т.к. в случае применения трехсекционного дорна в расчетной схеме предусматривает-

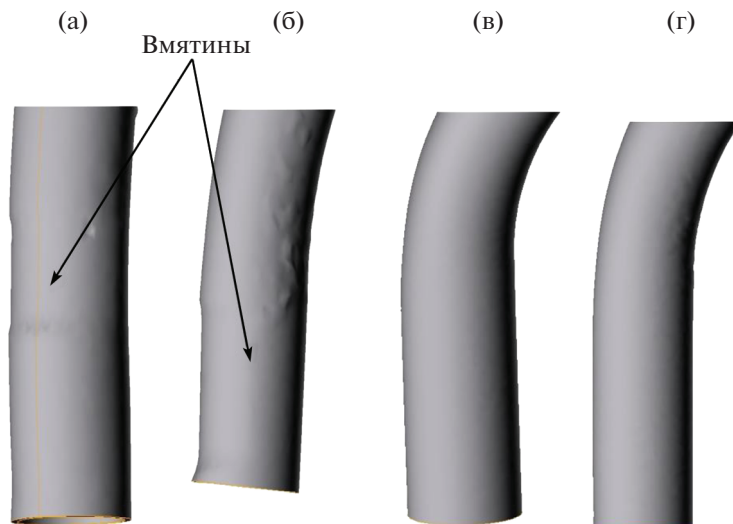


Рис. 5. Влияние ширины переднего прижима на образование дефектов: (а) – $w/d = 1.0$; (б) – $w/d = 1.25$; (в) – $w/d = 1.50$; (г) – $w/d = 2.50$.

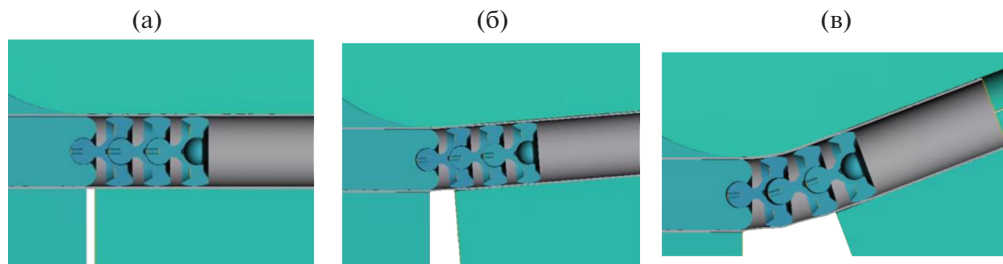


Рис. 6. Моделирование процесса гибки трубной заготовки с трехсекционным дорном: (а) – начало процесса; (б) – гибка на угол 5 градусов; (в) – гибка на угол 20 градусов; радиус гибки – 40 мм.

ся восемь инструментов, три заделки и бокс скорости осевого перемещения для заготовки.

Полученная модель позволяет определять режимы технологического процесса, заранее проверить правильность геометрических параметров инструмента и настроечные параметры (величину зазора между заготовкой и прижимами, а также между дорном и внутренним диаметром трубы), скорость проталкивания заготовки, скорость перемещения заднего прижима и т.д.) и в результате получать заготовку с требуемыми параметрами (рис. 7).

Как показала эксплуатация оборудования, минимальную стойкость имеет выравниватель, изготавливаемый, с целью снижения трения и снижения вероятности образования царапин на трубной заготовке, из бронзы БрАЖ10-10-4. Моделирование инструмента позволило установить, что в наиболее высокие контактные напряжения возникают на тонкой входной кромке выравнивателя (рис. 8), где они превышают 1800 МПа. Повышение стойкости выравнивателя требует обязательного применения

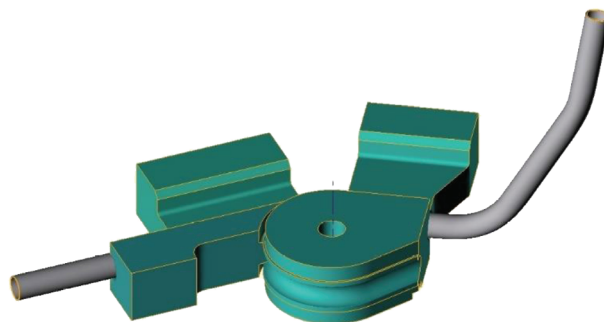


Рис. 7. Результаты моделирования гибки трубы сложной пространственной формы.

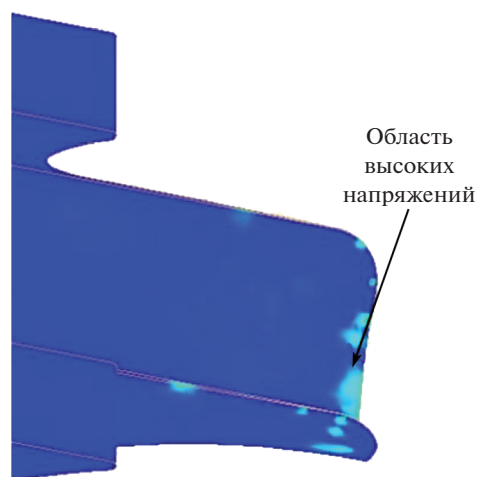


Рис. 8. Область высоких (свыше 1800 МПа) напряжений, возникающих на выравнивателе в процессе гибки труб.

смазки и тщательной его доводки как по геометрическим параметрам, так и по минимальной шероховатости поверхности.

Выводы. 1. Выполненное компьютерное моделирование процесса гибки труб сложной пространственной формы в программе QForm, в том числе с дорном, позволило оценить напряженно-деформированное состояние не только в заготовке, но и в инструменте. 2. При моделировании для заданий условий трения процессов гибки рационально использовать закон трения Леванова, обеспечивающий приемлемый расчет контактных касательных напряжений как в зонах без деформации, так и в зонах, где наблюдается пластическая деформация. 3. Было установлено, что во избежание дефектов в виде вмятин от переднего прижима, его ширина должна быть не менее 1.5 диаметров трубы. 4. Величина контактных напряжений на острой кромке выравнивателя превышают 1800 МПа, что требует тщательной доводки инструмента как по геометрическим параметрам, так и по минимально возможной шероховатости ее поверхности.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Каплунов С.М., Вальес Н.Г., Горелов Е.В. Определение собственных частот для произвольных многокомпонентных трубных систем в жидкости // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2007. № 5. С. 22.
2. Сайт разработчика ПО QForm. М.: ООО “КванторФорм”, 2019; <https://www.qform3d.ru> (дата обращения: 13.08.2019).
3. Корнилов В.А. Совершенствование технологии многоколенной пространственной гибки труб проталкиванием на роликовой машине. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. М. 2013. 105 с.
4. Глазков А.В. Технология холодной гибки труб методом продольного раскатывания, Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование. 2012. С. 133.
5. Технология и оборудование для гибки труб с раскатыванием / Под ред. С.Г. Лакирев, А.В. Козлов, Ю.Г. Милов, А.В. Бобылев // Тематический сб. науч. тр. ЗФ ЧГТУ. Челябинск: ЧГТУ. 1996.
6. Салирьянц Н.М. А.с. 582873. Способ гибки труб / Н.М. Салирьянц, И.В. Губин, В.Т. Бондаренко // Открытия. Изобретения. М.: ВНИТИ, 1977. № 45.
7. Особенности гибки мелкоразмерных труб из нержавеющей сталей / Под. ред. А.В. Козлов, Ю.Г. Милов, С.Г. Чиненов, А.В. Бобылев // XVI Российская школа по проблемам проектирования неоднородных конструкций: сборник трудов. Миасс: МНУЦ, 1997.
8. Белкин Н.М. Гибка труб методом пластического шарнира // Строительство трубопроводов. 1989. № 8. С. 37.
9. Забелян Д.М., Колотов Ю.В., Мангасарян Г.А., Гладков Ю.А. Изготовление изделий из тонкостенных трубчатых заготовок методами гидроформовки // Машиностроение и инженерное образование, 2017. № 4 (53). С. 20.
10. Sukhorukov R. Yu., Sidorov A.A., Alimov A.I., Nagimov M.I., Mukhtarov Sh. Kh., Utyashev F.Z. Physical and Numerical Modeling of the Process of Rolling Off of a Tapered Shaft of Aviation Purpose // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2016. V. 45. № 6. P. 538.
11. Раков Д.Л., Сухоруков Р.Ю., Гаврилина Л.В. Анализ и оценка технологий и оборудования для изготовления заготовок длинномерных полых валов газотурбинных двигателей из жаропрочных никелевых и титановых сплавов на базе морфологического подхода // Проблемы машиностроения и оптимизации. 2015. № 4. С. 136.
12. Burlakov I.A., Valitov V.A., Ganeev A.A., Zabel'yan D.M., Morozov S.V., Sukhorukov R. Yu., Utyashev F.Z. Modeling the Structure Formation during Hot Deforming the Billets of the Parts of Gas-Turbine Engines Made of Heat-Resistant Nickel Alloy // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2016. N. 5. P. 95.
13. Yury Gladkov, Ilya Peshekhodov, Milan Vucetic, Anas Bouguecha, Bernd-Arno Behrens. Implementation of the Bai & Wierzbicki fracture criterion in QForm and its application for cold metal forming and deep drawing technology / Proceedings of ICNFT 2015, August, 6–9, Glasgow, UK / MATEC Web of Conferences 21 12009. 2015. P.1. <https://doi.org/10.1051/matecconf/20152112009>

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА,
ДИАГНОСТИКА, ИСПЫТАНИЯ**

УДК 532.5;532.517;532.517.6

**УСИЛЕНИЕ ФИЛЬТРАЦИИ ЖИДКОСТИ
ЧЕРЕЗ ПОРИСТУЮ СРЕДУ
ПУТЕМ ВОЛНОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ**© 2020 г. А. С. Корнеев^{1,*}, С. Р. Ганиев¹¹ Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

*e-mail: korneev47@gmail.com

Поступила в редакцию 29.10.2019 г.

Принята к публикации 27.03.2020 г.

Проведено экспериментальное исследование процесса фильтрации воды через пористую среду в условиях воздействия волн, создаваемых гидродинамическим генератором колебаний. Получены амплитудно-частотные характеристики генератора при различных расходах воды через этот генератор. Найдено оптимальное значение расхода, при котором достигается наибольшая скорость фильтрации. Полученные результаты можно использовать при проектировании гидродинамических генераторов колебаний технологического назначения.

Ключевые слова: фильтрация, пористая среда, гидродинамический генератор колебаний, эксперимент

DOI: 10.31857/S00235711920040082

Задача ускорения фильтрации через пористые среды актуальна для нефтедобычи [1–3] и для ряда технологических процессов, например, пропитки пористых материалов жидкостями [4]. Одним из перспективных способов ее решения является волновая обработка пористой среды гидродинамическими генераторами колебаний [1, 5]. Для разработки таких генераторов необходимы как расчетные, так и экспериментальные исследования.

Экспериментальная установка (рис. 1) содержала рабочую камеру 1 (с внутренним диаметром 440 мм) и камеру для подачи воды 2 (с внутренним диаметром 240 мм).

Камеры были выполнены из органического стекла для обеспечения возможности визуальных наблюдений. Водопроводная вода заливалась в камеры по магистралям *A* и *B*. Ее слив по окончании эксперимента осуществлялся через магистрали *C* и *D*. Непрерывная циркуляция воды через волновой генератор 3 производилась с помощью насоса 4 по магистрали *E*. Регулировка расхода воды через генератор осуществлялась с помощью вентиля байпаса 5 и регулировочного вентиля 6. Измерение расхода производилось с помощью расходомера 7 (ротаметра). Исследуемое устройство содержало корпус 8, в который помещалась пористая среда 9, герметизируемая гибкой мембраной 10. Волновой генератор 3 устанавливался в крышке устройства 11, имевшей отверстия для выхода воды. Подача воды к устройству осуществлялась самотеком из камеры 2 по магистрали *F*. Измерение расхода воды через пористую среду производилось объемным методом, путем измерения времени понижения начального уровня воды h на заданную величину Δh . Типичное значение высоты столба воды равнялось $h = 700$ мм, понижение уровня за время эксперимента $\Delta h = 8$ мм, что составляло лишь 1.1% от начального значения. В качестве волнового генератора использовался вихре-

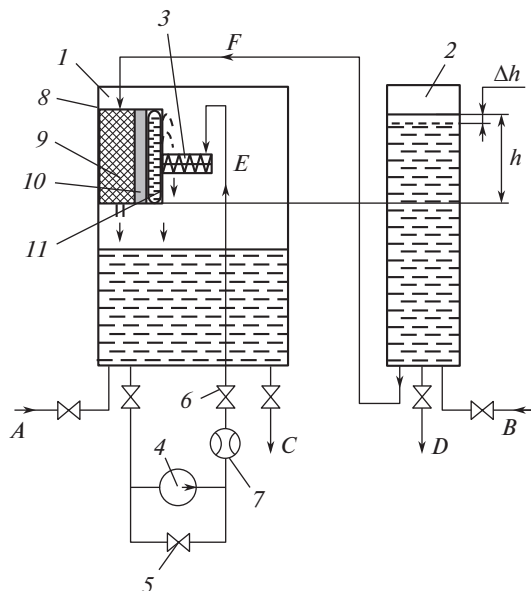


Рис. 1. Схема экспериментальной установки: 1 – камера большая, 2 – камера малая, 3 – волновой генератор, 4 – насос, 5 – вентиль байпаса, 6 – вентиль регулировки расхода, 7 – расходомер, 8 – корпус, 9 – пористый материал, 10 – мембрана, 11 – крышка.

вой гидромассажер аксиально-тангенциального типа [6]. Для измерения пульсаций давления использовался пьезоэлектрический датчик типа 701A фирмы “Кистлер”. Запись и обработка спектров проводилась с помощью осциллографа “Лекрой WaveSurfer MXs-B”. Характеристики генератора колебаний были получены в предварительных экспериментах. При этом датчик давления был установлен на расстоянии 3 мм от среза сопла генератора, вдоль его оси симметрии.

В настоящей статье в качестве пористой среды использовался промышленный пенополиуретан (поролон стандартный марки ST). В то же время, разработанная методика позволяет исследовать и другие пористые материалы.

Характеристики волнового генератора. В процессе исследований были получены зависимости давления на выходе из генератора от времени (рис. 2).

Давление представлено в единицах шкалы осциллографа – в милливольтках. Наиболее заметное перестроение зависимости $p(t)$ происходит при увеличении расхода воды через генератор Q_g в диапазонах от 4 до 8 и от 12 до 14 $\text{дм}^3/\text{мин}$. С ростом расхода воды Q_g размах колебаний давления $\Delta p = p_{\max} - p_{\min}$ сначала заметно увеличивается, а затем изменяется слабо (рис. 3). Это связано с особенностями конструкции использованного волнового генератора.

Путем разложения данных рис. 2 в ряд Фурье были получены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) волнового генератора (рис. 4).

С увеличением расхода воды через генератор Q_g увеличивалась частота, соответствующая максимальной амплитуде колебаний. В то же время, эта максимальная амплитуда достигала наибольшего значения при расходе воды $Q_g = 10 \text{ дм}^3/\text{мин}$ (рис. 5.)

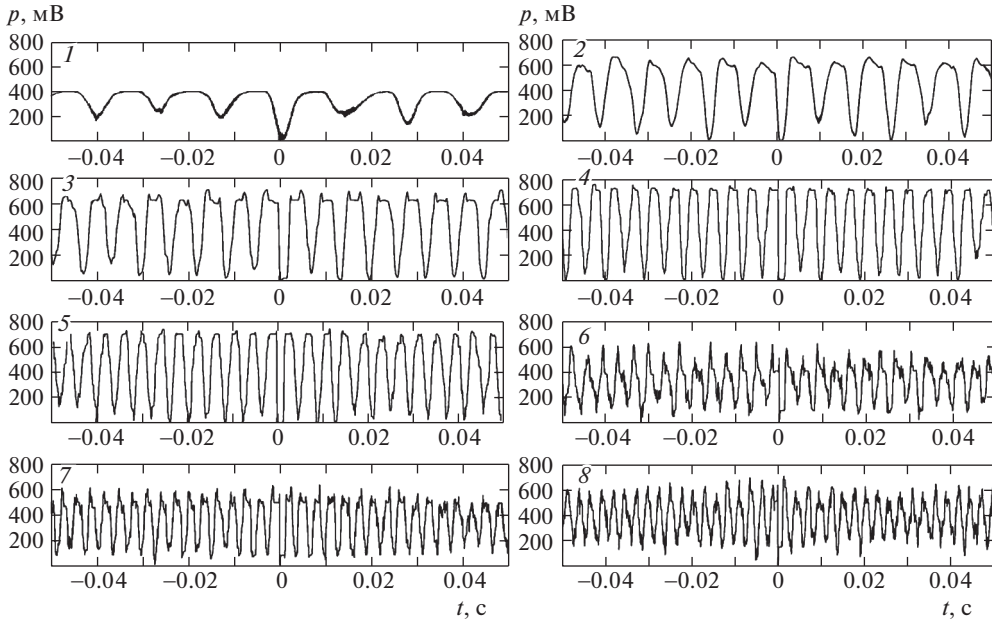


Рис. 2. Зависимости давления на выходе из генератора p от времени t при различных расходах воды через генератор Q_g : 1 - $Q_g = 4$ дм³/мин; 2 - $Q_g = 6$ дм³/мин; 3 - $Q_g = 8$ дм³/мин; 4 - $Q_g = 10$ дм³/мин; 5 - $Q_g = 12$ дм³/мин; 6 - $Q_g = 14$ дм³/мин; 7 - $Q_g = 16$ дм³/мин; 8 - $Q_g = 18$ дм³/мин.

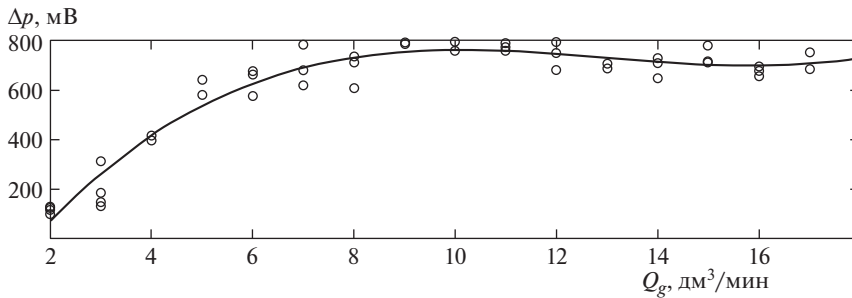


Рис. 3. Размах колебаний давления на выходе из волнового генератора в зависимости от расхода воды.

Скорость фильтрации. С увеличением расхода воды через волновой генератор Q_g наблюдалось возрастание расхода воды через пористый материал Q_p (рис. 6).

При этом максимальное увеличение скорости фильтрации по сравнению со случаем выключенного генератора ($Q_g = 0$) составило около 80% для нового материала (рис. 6, линия 1) и до 20% для повторно использованного (рис. 6, линия 2). Это показывает, что основным механизмом увеличения расхода жидкости через пористый материал при волновом воздействии в данном случае является прочистка пор этого материала от имевшихся загрязнений. После завершения прочистки волновое воздействие на расход жидкости через пористый материал становится значительно слабее.

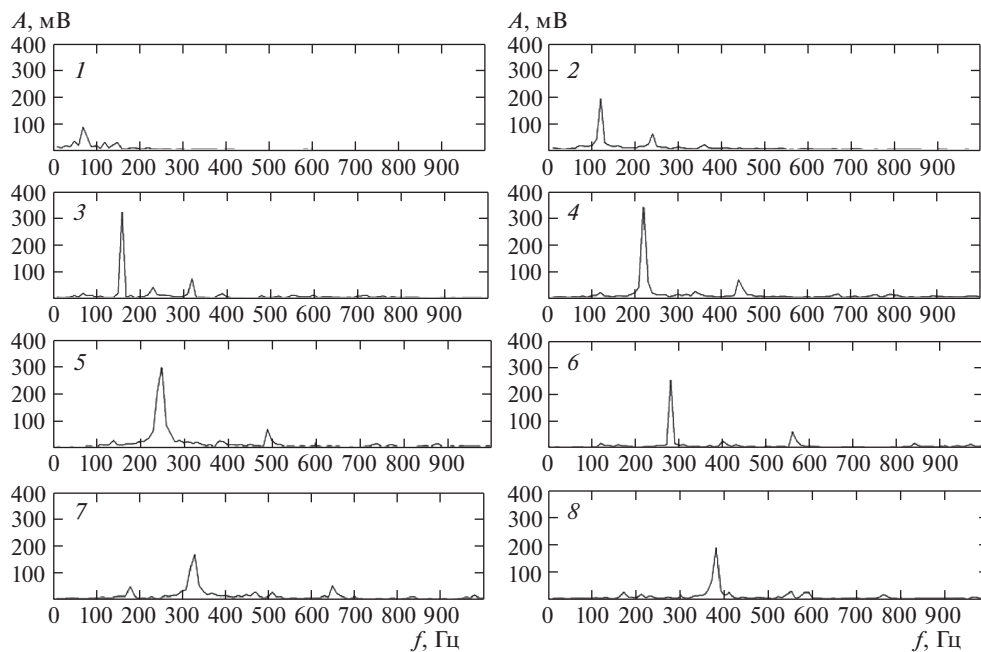


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики волнового генератора при различных расходах воды через генератор Q_g : 1 – $Q_g = 4$ дм³/мин; 2 – $Q_g = 6$ дм³/мин; 3 – $Q_g = 8$ дм³/мин; 4 – $Q_g = 10$ дм³/мин; 5 – $Q_g = 12$ дм³/мин; 6 – $Q_g = 14$ дм³/мин; 7 – $Q_g = 16$ дм³/мин; 8 – $Q_g = 18$ дм³/мин.

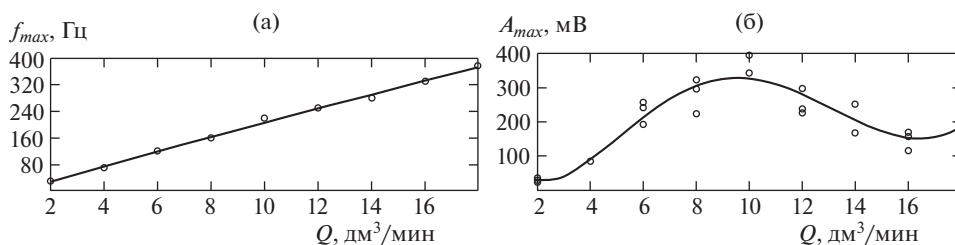


Рис. 5. Зависимость резонансной частоты $f_{\max}$ (а) и амплитуды главного максимума $A_{\max}$ колебаний давления на выходе из генератора (б) от расхода воды через генератор Q_g .

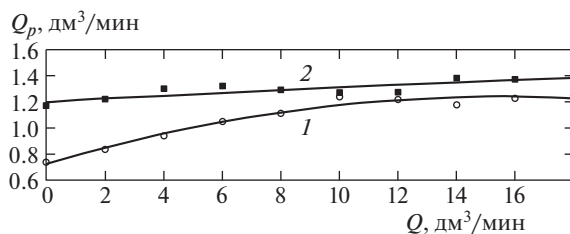


Рис. 6. Зависимость расхода воды через пористый материал Q_p от расхода воды через волновой генератор Q_g для нового материала (1) и для повторно использованного материала (2).

Заключение. Получены экспериментальные характеристики волнового генератора колебаний аксиально-тангенциального типа при различных расходах воды через генератор. Показано, что у данного генератора размах колебаний давления между их максимальными и минимальными значениями при увеличении расхода воды сначала увеличивается, а затем изменяется слабо. На амплитудно-частотных характеристиках заметно выделяется один главный максимум, частота которого при увеличении расхода воды монотонно увеличивается. В то же время, в зависимостях амплитуд этого максимума от расхода воды имеется максимум при расходе воды через генератор, составляющий 10 дм³/мин. Волновое воздействие на пористую среду привело к возрастанию скорости фильтрации воды через эту среду до 80% (по сравнению со случаем отсутствия волнового воздействия) для нового материала и до 20% для повторно применяемого. Полученные результаты можно использовать при проектировании волновых генераторов различного назначения, связанных с фильтрационными процессами через пористые среды.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Ganiev R.F., Ukrainski L.E.* Nonlinear wave mechanics and oscillatory phenomena on the basis of high technologies: Begell house, Inc. Publishers USA, 2012. 527 p.
2. *Abramov O.V., Abramov V.O., Myasnikov S.K., Mullakaev M.S.* Extraction of bitumen, crude oil and its products from tar sand and contaminated sandy soil under effect ultrasound. 11-th Meeting of the European Society of Sonochemistry. (June 1–5, 2008) La grande – Motte, France. P. 176.
3. *Marfin E.A., Kravtsov Y.I., Abdrashitov A.A., Metelev I.S.* Intensification of Oil Production Under Vibration Impact on the Producing Formation // Geomodel 2015 – 17th science and applied research conference on oil and gas geological exploration and development: September 07–10, 2015, Gelendzhik, Russia.
<https://doi.org/10.3997/2214-4609.201413912>
4. *Хмелев В.Н., Сливин А.Н., Барсуков Р.В. и др.* Применение ультразвука высокой интенсивности в промышленности. Бийск: Изд-во Алт. гос. техн. ун-та, 2010. 203 с.
5. *Авдеевский В.С., Ганиев Р.Ф., Калашников Г.А. и др.* Гидродинамический генератор колебаний: Патент 2015749 РФ // Б.И. 1994. № 13. С. 34.
6. *Ganiev R.F., Korneev A.S.* Wave Hydro Massagers // Journal of machinery manufacture and reliability, 2014. V.43. № 4. P. 319.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА,
ДИАГНОСТИКА, ИСПЫТАНИЯ**

УДК 621.822:62-251

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ НАБЛЮДЕНИЕ ОБКАТКИ
ВЕРТИКАЛЬНЫМ ГИБКИМ ВАЛОМ ЖЕСТКОГО СТАТОРА**© 2020 г. А. Н. Никифоров^{1,*}, А. Е. Шохин¹, О. В. Бармина¹¹ Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

*e-mail: n.andre@mail.ru

Поступила в редакцию 25.12.2019 г.

Принята к публикации 27.03.2020 г.

Представляются амплитудно-частотные характеристики четырех экспериментальных валов при обкатке сравнительно жесткого статора. Эмпирически найдены начальные условия существования или устойчивости обкатки в изотропной системе “ротор-статор”, сводящиеся к вращению с частотой порядка первой собственной ротора на подшипниках и трению скольжения с коэффициентом 0.1 и выше в месте роторного контакта со статором. Верхняя граница устойчивости обкатки по частоте вращения не обнаружена.

Ключевые слова: вал, ротор, статор, обкатка, качение, проскальзывание, обратная прецессия, частота колебаний

DOI: 10.31857/S0235711920040112

Вращающийся и вибрирующий вал в неподвижной втулке без смазки и с зазором, несмотря на внешнюю простоту, представляет собой сложную механическую систему с типично нелинейными явлениями, такими как скачок, множественность и гистерезис (в виде затягивания-захвата) колебательных режимов.

Вклад Банах [1] в развитие контактной теории роторов является одним из первых фундаментальных и значительных. Опытным путем выяснено, что даже при малых угловых скоростях ω гибкого, неуровновешенного, вертикального или горизонтального вала, опирающегося на два жестких подшипника, один из которых имеет зазор, устанавливается режим с ударами. Но при дальнейшем увеличении ω , причем задолго до критической скорости, возникает режим безотрывного движения — либо синхронного с ω скольжения (при обильной смазке), либо асинхронного обкатывания (при недостаточной смазке) ротора по опоре с зазором. При еще больших скоростях может снова возникнуть режим с систематическими ударами вала о подшипник.

В работе [2] показано при каких условиях в системе не существуют стационарные ударные и безотрывные движения, в том числе скольжение, чистое качение и качение с проскальзыванием ротора по статору. В результате анализа бифуркационных переходов можно выбрать такую жесткость крепления статора, что режим устойчивого скольжения или обкатки не будет существовать, т.е. при любых возмущениях ротор будет находиться в состоянии либо бесконтактного движения, либо движения с ударами.

Экспериментально-аналитическому исследованию влияния длины дуги контакта между ротором и статором на вибрацию системы посвящена работа Битти [3]. Он показал, что по мере расширения пятна контакта происходит снижение амплитуды синхронных колебаний с частотой вращения и рост амплитуд высших гармоник. Но если длина дуги контакта на роторе достигает 180° , высшие гармоники исчезают. В услови-

яч этого и вращения на закритической скорости рано или поздно (с увеличением контактного трения) возникает разрушительная обратная прецессия ротора с частотой близкой к критической, вычисленной с учетом повышения жесткости ротора за счет “опоры” на статор. При этом задевание ротора за статор прогнозируется неопасным, если вышеупомянутая дуга составляет менее 110° .

По большей части экспериментальная работа Лингенера [4] раскрывает условия возникновения обкатки, в частности потенциальные диапазоны скоростей ротора. В случае приближения частоты обкатки, подчиняющейся известному геометрическому отношению $\Omega = fr/\delta$, к собственным частотам связанной системы “ротор-статор” дальнейшее увеличение частоты вращения f приводит к комбинации (суперпозиции) качения и скольжения такой, что Ω остается постоянной, несмотря на нарастание скорости ротора. Наряду с этим эффектом происходит резонансный рост отклонений ротора и статора. Используя простую аналитическую модель с двумя степенями свободы и структуру диаграммы Кэмпбелла с линиями $\Omega = f$ и $\Omega = fr/\delta$, автор систематизировал опытные данные. Наименьшая частота обкатывания всегда выше, чем наименьшая (основная) собственная частота ротора f_1 . Верхняя предельная Ω всегда ниже, чем наименьшая собственная частота сцепленной системы “ротор-статор”. Анализ влияния конструкционного демпфирования и контактного трения подтвердил реализуемость обкатки в указанных частотных диапазонах. Однако он отмечает “несущественность” коэффициента трения в поведении системы.

Улбрих с соавтором [5] анализировали возникновение обкатки с проскальзыванием в роторных системах с дисбалансом. Они заключили, что ротор находится в резонансном состоянии вблизи собственной частоты связанной системы, и это есть физическая причина обкатки со скольжением неуравновешенного ротора по статору. Наряду с этим они обнаружили, что обкатка с проскальзыванием начинается по-разному. Если движение ротора происходит в форме обкатки без скольжения, возбужденной внешним импульсом, и при относительно низкой скорости вращения, то после нее возникает обкатка со скольжением, как и предсказано в работе [4]. Если движение ротора проходит в условиях присутствия дисбаланса и увеличения скорости вращения, сначала возникает виброударное движение, а потом сразу обкатка со скольжением.

Исследование, прямо связанное с явлением обкатки, провел Шатохин в работе [6]. Он разработал многомассовую модель ротора и установил, что время быстрого действия разрабатываемых автоматических систем защиты от обкатки весьма “велико” по сравнению с временем ее установления, которое обычно составляет доли секунды.

В настоящей статье развивается собственная теория обкатки гибким ротором жесткого статора [7, 8]. Конечно, она связана с неизбежными упрощениями реальной системы и требует экспериментального контроля.

Такая верификация осуществлена на установке (рис. 1) с длинным тонким валом 1, который вращается в трех рабочих опорах и в одной страхующей. При рассмотрении сверху вниз первая из жесткозакрепленных опор 2 на фактически неподатливой станине имеет выбираемый при упругих колебаниях вала зазор ($r/\delta = 2.65, 3.5, 4, 5.25$ или 7); страхующая¹ опора 3 – с невыбираемым зазором ($r/\delta = 1/2$), а две оставшиеся прецизионные шарикоподшипниковые закрытого типа без зазора. Кроме того, в части экспериментов вал на своем верхнем конце несет цилиндрический светодиодный индикатор прецессии массой 65 г (не показан).

Вал приводится во вращение электродвигателем 4 посредством зубчато-ременной передачи. Несущая вал, опоры и двигатель станина в виде де-факто недеформируемых плиты 5 и кронштейна 6 для жесткости и вертикальности установки прикрепляется к бетонной стене с помощью шпилечных соединений 7.

¹ Страхующая опора с большим радиальным зазором предназначалась исключительно для безопасности испытаний и работала лишь в случае потери упругой устойчивости вала.

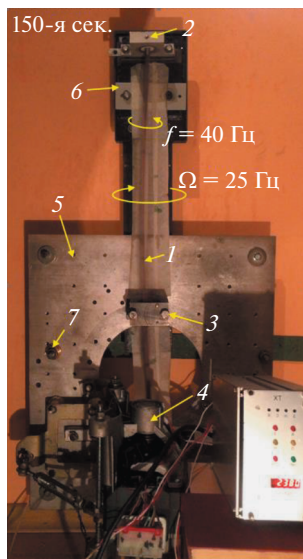


Рис. 1. Экспериментальная установка в случае обкатки текстолитовым валом статора с изгибом по 1-й собственной форме: 1 – вал (диаметр/длина консольного вылета 8 мм/645 мм), 2 – имитатор статорной поверхности в виде жесткой опоры с малым радиальным зазором, 3 – страхующая опора с большим зазором, 4 – электродвигатель, 5 – плита станины, 6 – кронштейн станины, 7 – стягивающее шпильчатое соединение с фундаментом.

Регистрируются поперечные колебания вала двумя бесконтактными токовихревыми датчиками во взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 2), а также частота вращения вала датчиком аналогичного типа.

Искомые экспериментальные динамические характеристики – это скорости и амплитуды прецессии вала при обкатке втулки-статора в зависимости от скорости вращения, а также пороговые частоты вращения, на которых возникает и исчезает обкатка.

Все пуски системно сгруппированы в 4 серии: 1-я и 2-я серии посвящены исследованию обратного безотрывного движения стального вала без и с добавлением индикатора; в 3-й и 4-й сериях оценивается влияние на движение в форме обкатки увеличения внутреннего трения на примере медного и текстолитового вала.

После каждой оригинальной серии испытаний “обкаткой” механические параметры вала и статорной втулки измерены полуэмпирическими способами и затабулированы. В табл. 1–4 указаны геометрия, материалы, в том числе коэффициент трения при скольжении одного из них по-другому, критические скорости вращающегося вала как опертого (свободным концом на втулку-статор), а также низшие частоты собственных колебаний невращающегося вала и коэффициент потерь (упругой энергии) внутри него. Натурные эксперименты позволили многосторонне наблюдать реальное колебательное поведение вала при обкатке им статора.

Другими словами, возможные не только в теории, но и на практике: изгибные формы/амплитуды/траектории оси вала, диапазоны самовозбуждения и частоты его обратной прецессии; причем в зависимости от скорости вращения, зазора и трения в системе.

Одним из образцовых, если исходить из характера и числа различных контактных колебаний, произошедших за время одного разгона-останова гибкого вала в жесткой опоре с зазором, оказался пуск № 14.

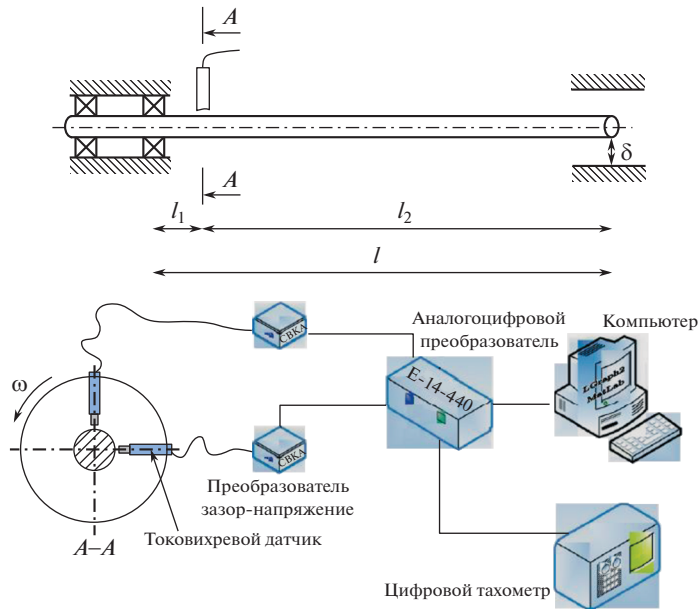


Рис. 2. Схема экспериментальной системы, в том числе место расположения измерения частоты и амплитуды прецессии ротора (сечение А–А), а также технические и программные средства, использованные при испытаниях.

Интересной особенностью экспериментов № 11, 13–18, 20, 23, 24, 27–30 (табл. 1–4) стало достижение системой частоты обкатки порядка третьей собственной опертого вала. Соответствующая многорежимность прекрасно просматривается как раз на оцифрованных записях с опыта № 14 (рис. 3).

Как видно из рис. 3а, вначале разгона происходит синхронное движение $\Omega = f$, т.е. кривая Ω совпадает с кривой f . При достижении частоты вращения $f = 8$ Гц или с момента времени $t = 113$ с устанавливается второй режим движения ($\Omega \neq f$): начинается обкатка, качественным признаком которой, а именно по типу чистого качения ротора по статору, является соотношение $\Omega = 5.25f$, т.е. совпадение кривых Ω и $5.25f$. Однако чистое качение продолжается недолго. Примерно с 115 секунды обкатка совершается по типу качения с проскальзыванием и с частотой, достигающей первой собственной частоты опертого вала ($\Omega = 60$ Гц, табл. 2). Третий со 128 секунды ($f = 53$ Гц) и четвертый со 132 секунды ($f = 78$ Гц) режимы представляют собой обкатку с проскальзыванием и с частотой, близкой соответственно ко второй ($\Omega = 190 \approx 192$ Гц) и третьей ($\Omega = 382 \approx 400$ Гц) частотам собственных колебаний опертого вала.

В фазе останова отмеченные скоростные режимы качественно повторяются с небольшими количественными расхождениями из-за явления гистерезиса (затягивания захваченных режимов обкатки). Диапазоны частот вращения с одинаковым прецессионным движением после их объединения имеют границы: $f = 8–47$ Гц — для 1-й, $f = 29–73$ Гц — для 2-й и $f = 78–108$ Гц — для 3-й формы обкатки. Из рис. 3б следует, что амплитуда прецессии увеличивается каждый раз при переходе вала на более высокочастотное безотрывное движение по статору.

Оставим за скобками визуального анализа краевые (начальную на 113 секунде) и (конечную на 150 секунде) бифуркации системы, очевидно связанные с границей существования (устойчивости) обкатки. Согласно теории [8, 9], обкатка неустойчива

Таблица 1

1-я серия испытаний (система вида*)	Стальной, круглый ($r = 4$ мм) вал с индикатором (на конце)							
Контактные характеристики системы в 1-й серии испытаний “обкаткой”	№ разгона-останова	Отношение r/δ	Материалы		Наибольшая частота вращения $f_{\max}$, Гц	Диапазоны R частот вращения с устойчивой обкаткой, наибольшие частоты $\Omega_{\max}$ и относительные амплитуды $A_{\max}$ обратной прецессии в соответствующих скоростных диапазонах		
			вала в месте контакта – втулки статора	коэффициент трения скольжения (μ)				
	7	7	сталь – бронза	0.16	151	R, Гц	$\Omega_{\max}$, Гц	$A_{\max}$
						7–151	60 и 69 ^Ø	1.38
	8	4	сталь – алюминий	0.20	91	22–34	184	1.45
						9–45	62	1.41
	9	4	сталь – Ф4р*	0.08	110	45–87	179	1.44
						–	–	–
10	4	сталь – Ф4к*	0.10	80	10–48	57	1.40	
					34–57	170	1.43	
Динамические характеристики (осредненные) системы** после 1-й серии испытаний	Критические частоты опертого вращающегося вала (Гц) ^Δ		Низшие собственные частоты невращающегося вала (Гц) ^{ΔΔ}		Коэффициент потерь внутри невращающегося вала (η)			
			как неопертого	как опертого				
		63		9, 66, 190	60, 191, 385	как неопертого		как опертого
					0.002 ¹		0.004 ^{!!}	

*Здесь и ниже по табл. 1–4 особенности экспериментальной установки и пусков, пронумерованных начиная с "7", ввиду проведения еще шести предварительных испытаний;

** без и в случае опирания вала на опору-статор;

R расширенные со сдвигом нижней или/и верхней границы, вследствие гистерезиса (захвата) самовозбуждающей обкатки (обратной прецессии) при разгоне и останове;

$A_{\max}$ отношение амплитуд максимальной к стартовой (вначале пуска при 50–100 об/мин);

Δ округленные значения по результатам двух разгонных испытаний вала – до и после серии его испытаний "обкаткой";

$\Delta\Delta$ округленные значения по результатам пяти ударов по станине;

[!] округленное значение по результатам 2×2 (4-х) одноударных тестов, т.е. двух ударно-динамических испытаний для каждой из двух систем с консольным стальным валом;

^{!!} округленное значение по результатам 2×2 (4-х) одноударных тестов, т.е. двух ударно-динамических испытаний для каждой из двух систем со стальным валом, соединенным с жесткой опорой-статором;

[§] округленное значение по результатам двух ударно-динамических испытаний системы с медным валом;

^a то же с текстолитовым валом;

^Ø частоты обратной прецессии, зафиксированные при значительном ошибочном или умышленном, или возникшем в процессе испытания несоосном закреплении опоры-имитатора статора относительно вала;

* Ф4р – фторопласт-4 экструзионный российский (в соответствии с ТУ 6-05-041-535-74, содержание первичного сырья 100%) и Ф4к – фторопласт-4 экструзионный китайский (содержание первичного сырья 30–50%).

пока $fr/\delta < f_1$, где f_1 – первая частота собственных колебаний вала, неопертого на статор. Можно заметить, что перемена режима движения на частоте вращения $f = 47$ Гц – это результат сближения f с Ω , т.е. наступления резонанса опертого вала. Выход в эксперименте № 14 на самую высокочастотную обкатку при $f = 73$ –78 Гц, а также сход

Таблица 2

2-я серия испытаний		Стальной, круглый ($r = 4$ мм) вал						
Контактные характеристики системы во 2-й серии испытаний "обкаткой"	№ разгона-останова	Отношение r/δ	Материалы		Наибольшая частота вращения $f_{\max}$, Гц	Диапазоны R частот вращения с устойчивой обкаткой, наибольшие частоты $\Omega_{\max}$ и относительные амплитуды $A_{\max}$ обратной прецессии в соответствующих скоростных диапазонах		
			вала в месте контакта — втулки статора	коэффициент трения скольжения (μ)		R, Гц	$\Omega_{\max}$, Гц	$A_{\max}$
	11	2.65	сталь — дюраль	0.22	218	12—120 114—218	63 320	1.39 1.43
	12	2.65	сталь — Ф4р	0.08	162	—	—	—
	13	2.65	сталь — дюраль	0.22	258	12—111	70 [∅]	1.38
						114—182	188 [∅]	1.40
						148—258	332 [∅]	1.51
	14	5.25	сталь — алюминий	0.20	108	8—47	60	1.37
						29—73	190	1.42
						78—108	382	1.52
	15	5.25	сталь — бронза	0.16	115	8—96	62	1.31
						37—59	187	1.38
						69—115	386	1.52
	16	4.00	сталь — капролон графитонаполненный	0.20	149	9—145	62	1.33
						121—124	188	1.38
						125—149	371	1.45
	17	4.00	сталь — сталь	0.18	143	9—140	60	1.33
						104—106	191	1.51
						99—143	366	1.54
	18	4.00	сталь — алюминий	0.20	145	10—127	63	1.33
						129—136	191	1.36
124—145						361	1.51	
19	4.00	сталь — Ф4к	0.10	144	8—133	63 [∅]	1.39	
20	5.25	сталь — бронза	0.16	145	10—132	65 [∅]	1.36	
					132—136	188 [∅]	1.40	
					87—140	375 [∅]	1.29	
21	2.65	сталь — сталь	0.18	121	11—75	63	1.39	
Динамические характеристики (осредненные) системы после 2-й серии испытаний	Критические частоты опертого вращающегося вала (Гц)		Низшие собственные частоты невращающегося вала (Гц)		Коэффициент потерь внутри невращающегося вала (η)			
			как неопертого	как опертого	как неопертого		как опертого	
	62		13, 81, 229	60, 192, 400	0.002 [†]		0.004 ^{!!}	

Таблица 3

3-я серия испытаний	Медный, круглый ($r = 4$ мм) вал							
Контактные характеристики системы в 3-й серии испытаний "обкаткой"	№ разгона-останова	Отношение r/δ	Материалы		Наибольшая частота вращения $f_{\max}$, Гц	Диапазоны R частот вращения с устойчивой обкаткой, наибольшие частоты $\Omega_{\max}$ и относительные амплитуды $A_{\max}$ обратной прецессии в соответствующих скоростных диапазонах		
			вала в месте контакта — втулки статора	коэффициент трения скольжения (μ)		R, Гц	$\Omega_{\max}$, Гц	$A_{\max}$
	22	5.25	медь — бронза	0.30	108	7–54	46	1.61
	23	4.00	медь — сталь	0.20	102	10–30	46	1.54
						99–102	282	1.33
	24	4.00	медь — сталь	0.20	106	11–22	45	1.53
						88–106	284	1.35
	25	4.00	медь — Ф4р	0.08	152	—	—	—
	26	4.00	медь — Ф4к	0.10	62	9–62	44	1.52
Динамические характеристики (осредненные) системы после 3-й серии испытаний	Критические частоты опертого вращающегося вала (Гц)		Низшие собственные частоты невращающегося вала (Гц)		Коэффициент потерь внутри невращающегося вала (η)			
			как неопертого	как опертого	как неопертого		как опертого	
	47, 142		10, 60, 171	45, 140, 292	0.004 [§]		0.005 [§]	

с нее при $f = 78\text{--}65$ Гц, обусловлены приближением $f_k f_2 = 81$ Гц, т.е. ко 2-й собственной частоте невращающегося неопертого вала, а точнее к его 2-й критической частоте, которая априори несколько ниже при обратной прецессии. Сход с промежуточной (со 2-й) формы обкатки при $f = 29\text{--}22$ Гц вызван супергармоническим резонансом второго порядка на первой собственной частоте опертого вала (60 Гц).

Разные формы обкатывания не обязательно устанавливаются "по порядку" и вследствие изменения частоты вращения f , что в некоторой степени подтверждает возможность случайного возникновения этого явления и произошло, например, с текстолитовым валом при разгоне-останове № 30 (рис. 4). Согласно записанным сигналам в диапазоне частот вращения $f = 50\text{--}58$ Гц или в промежутке времени с 26 по 70 секунду самовозбуждается обкатка с частотой $\Omega_2 = 77$ Гц, близкой к 89 Гц — 2-й собственной опертого текстолитового вала (табл. 4). Далее при $f = 58$ Гц или на отрезке времени с 70 по 84 секунду происходит обкатка с частотой $\Omega_3 = 166$ Гц, почти равной его третьей собственной (185 Гц). Затем после переходного движения с ударами (кривая Ω нестабильна и "скачет"), синхронного скольжения ($\Omega = f$) и неудавшегося скачка-перехода к прецессии с частотой $\approx \Omega_2$ в диапазоне частот вращения $f = 45\text{--}29$ Гц или на временном интервале со 134 по 174 секунду совершается обкатка с частотой $\Omega_1 = 25$ Гц и формой (рис. 1) в соответствии с 1-й изгибной формой рассматриваемого вала (28 Гц). Таким образом, в системе непоследовательно самовозбуждаются три формы обкатки, и одна из них сменяет другую при $f = \text{const}$ (на 70-й секунде).

Таблица 4

4-я серия испытаний		Текстолитовый, круглый ($r = 4$ мм) вал							
Контактные характеристики системы в 4-й серии испытаний “обкаткой”	№ разгона-останова	Отношение r/δ	Материалы		Наибольшая частота вращения $f_{\max}$, Гц	Диапазоны R частот вращения с устойчивой обкаткой, наибольшие частоты $\Omega_{\max}$ и относительные амплитуды $A_{\max}$ обратной прецессии в соответствующих скоростных диапазонах			
			вала в месте контакта — втулки статора	коэффициент трения скольжения (μ)		R, Гц	$\Omega_{\max}$, Гц	$A_{\max}$	
	27	5.25	сталь — сталь	0.18	62	6—22	26	1.34	
						16—37	80	1.37	
						30—51	172	1.42	
	28	4.00	сталь — сталь	0.18	64	10—25	26	1.35	
						32—43	80	1.40	
						40—64	172	1.46	
	29	5.25	сталь — $\Phi 4\kappa$	0.10	53	10—49	25	1.33	
						33—40	76	1.36	
						40—53	167	1.40	
	30	4.00	сталь — $\Phi 4\kappa$	0.10	58	29—45	25	1.34	
50—58						77	1.36		
58						166	1.40		
Динамические характеристики (осредненные) системы после 4-й серии испытаний	Критические частоты опертого вращающегося вала (Гц)		Низшие собственные частоты невращающегося вала (Гц)		Коэффициент потерь внутри невращающегося вала (η)				
			как неопертого	как опертого	как неопертого	как опертого			
	31, 91		7, 37, 102		28, 89, 185		0.025 ^a		0.027 ^a

Вдобавок частота вращения $f = 58$ Гц примечательна тем, что она сравнительно высока, а также достаточно отстроена и некрatна двум или трем относительно каждой из ряда собственных частот текстолитового вала, как неопертого (7, 37, 102 Гц), так и опертого (28, 89, 185 Гц) на статор. На этом основании бифуркацию системы на 70 секунде действительно можно считать случайной. Кроме того, текстолитовый вал – очень гибкий, и логично, что велико влияние даже малых возмущений на возбуждение обкатки им статора. Все остальные бифуркации в 30-м испытании – резонансные.

Переход с синхронного скольжения к обкатке (рис. 4) со 2-й изгибной формой на частоте вращения $f = 50$ Гц (на 26-й секунде) увязывается с супергармоническим резонансом 2-го порядка на 3-й собственной частоте неопертого текстолитового вала (102 Гц); выход с виброударного движения на обкатку с 1-й изгибной формой при $f = 45$ Гц (на 134-й секунде) согласуется с супергармоническим резонансом 2-го порядка на 2-й собственной частоте опертого текстолитового вала (89 Гц); переход от 1-й изгибной формы обкатывания к синхронному скольжению при $f = 29$ Гц (на 174-й секунде) совпадает с обычным резонансом порядка 1:1 на 1-й собственной частоте опертого текстолитового вала (28 Гц).

Вместе с подробно описанными двумя из всех проведенных тридцати изотропных испытаний, обзор остальных позволил: 1) увидеть, что в них так или иначе повторяются

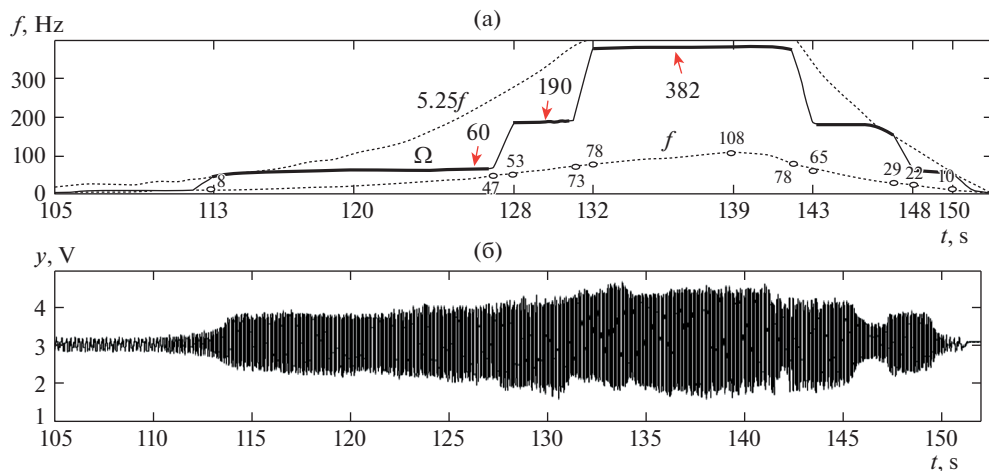


Рис. 3. Частота вращения f , ей кратная $5.25f$ и частота обкатки Ω , а также y -перемещения вертикального консольного экспериментального вала, задающего концом опору с зазором при разгоне-останове № 14.

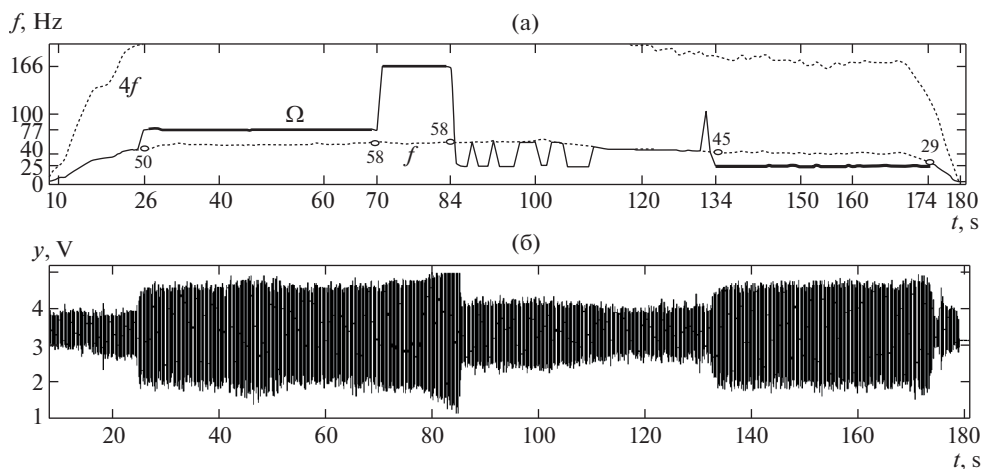


Рис. 4. Частота вращения f , ей кратная $4f$ и частота обкатки Ω , а также y -перемещения вертикального консольного экспериментального вала, задающего концом опору с зазором при разгоне-останове № 30.

те же самые явления; 2) выявить не только локальные (для каждого испытания), но и некоторые общие закономерности (для ряда испытаний); 3) собрать достаточное количество данных по диапазонам, частотам и амплитудам прецессий, сопряженных с различными формами обкатывания, для оценки их зависимости от собственных частот и внутреннего трения (коэффициента η) ротора, а также от коэффициента трения скольжения (μ) и относительной величины зазора (r/δ) в месте их контакта.

В табл. 1–4 приведены диапазоны частот вращения с устойчивой обкаткой разных форм (с первой по третью). По ним видно, что независимо от серии испытаний (исходной системы) нижняя граница расположена в окрестности в основном ниже и ре-

же выше (пуски № 10, 24, 28÷30) первой собственной частоты неопертого ротора, а верхняя — находится на уровне его максимальных (за исключением всего трех пусков № 10, 21, 22) и очень высоких оборотов (при испытании № 13 $f_{\max} = 258$ Гц и $R_3 = 148\text{--}258$ Гц). При максимальных оборотах может иметь место и первая форма обкатывания (при испытании № 7 $f_{\max} = 151$ Гц и $R_1 = 7\div 151$ Гц). Как правило, диапазоны различных форм обкатывания следуют друг за другом без разрывов. Разрывы между диапазонами получились при разгонах-остановах № 11, 14, 23, 24, 28 и 30, т.е. лишь в 30% испытаний.

Вывод. На основании всех четырех серий испытаний или четырех систем с различными между собой инерционными, диссипативными и упругими параметрами, можно утверждать следующее: совокупный частотный диапазон с устойчивой обкаткой на нижней границе определяется приближением скорости вращения к первой критической неопертого ротора, а сверху не ограничен. Вместе с тем трение между ним и статором явно влияет на устойчивость обкатки. Так, особенностью испытаний № 9, 12 и 25, т.е. в случае “скользящей” контактной пары, а именно с применением высококачественного фторопласта-4, является абсолютное отсутствие обкатки в системе.

Эксперименты № 27–30 с голым валом из текстолита, т.е. с повышенным внутренним демпфированием, выделяются отчетливой тенденцией снижения (на 7–14%) частоты обкатки относительно собственных частот при уменьшении коэффициента трения скольжения в системе. Такая же только менее выраженная тенденция (со снижением на 5–11%) прослеживается при сравнении результатов экспериментов № 7, 8 и 10, № 13 и 19, а также № 22–24 и 26, т.е. в системе “металлический вал — металлический или неметаллический (из низкокачественного фторопласта-4) статор” с низким внутренним трением.

Для всех тридцати испытаний характерна независимость частот обкатки со скольжением ротора по статору от безразмерной величины зазора r/δ в месте их контакта.

Из амплитудно-частотных характеристик ротора, обкатывающего статор, в том числе из вышерассмотренных (рис. 3, 4), следует, что амплитуда прецессии при чистом качении значительно меньше той, которая достигается при обкатке с проскальзыванием. При этом существуют две явные тенденции, во-первых, (согласно пускам № 7–16 и 22–30), чем ближе частота обкатки с проскальзыванием к собственной опертого ротора, тем больше амплитуда обратной прецессии, во-вторых, (согласно пускам № 7–21 и 27–30), чем меньше отношение r/δ , т.е. чем больше зазор между ротором и статором в месте их контакта, тем больше амплитуда прецессии при обкатке.

ФИНАНСИРОВАНИЕ

Работа выполнена при поддержке РФФИ, проект № 18-08-00171.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Банах Л.Я.* Некоторые явления, возникающие при движении вала в подшипнике с зазором // *Машиноведение*. 1965. № 1. С. 70.
2. *Денисов Г.Г., Неймарк Ю.И., Сандалов В.М., Цветков Ю.В.* О взаимодействии ротора с подшипником скольжения при учете податливости опоры // *Динамика систем. Математические методы теории колебаний*. Межвузовский сборник. Горький, Издание ГГУ им. Н.И. Лобачевского. 1979. С. 131.
3. *Beatty R.F.* Differentiating Rotor Response Due to Radial Rubbing // *Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design*. 1985. V. 107. № 2. P. 151.

4. *Lingener A.* Investigation of Reverse Whirl of a Flexible Rotor. *Rakenteiden Mekaniikka*. 1991. V. 24. № 2. P. 3.
5. *Jiang J., Ulbrich H.* The Physical Reason and the Analytical Condition for the Onset of Dry Whip in Rotor-to-Stator Contact Systems // *Journal of Vibration and Acoustics*. Transactions of the ASME. 2005. V. 127. P. 594.
6. *Шатохин В.Ф.* Исследование развития обката ротора по статору в условиях быстрого действия систем защиты турбоагрегата // *Теплоэнергетика*. 2014. № 7. С. 53.
7. *Крестниковский К.В., Никифоров А.Н., Шохин А.Е.* Частота обкатки ротором статора в зависимости от величины зазоров между ними // *Справочник. Инженерный журнал*. 2018. № 8. С. 24.
8. *Никифоров А.Н.* Об обкатке статора ротором со многими степенями свободы вследствие трения // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*. 2018. № 10. С. 4.
9. *Бармина О.В., Никифоров А.Н.* Динамические характеристики ротора при непрерывном трении о статор // *Проблемы машиностроения и автоматизации*. 2019. № 3. С. 73.