

# МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 621:629.3.027.514

**И. В. БОЯРКИНА  
В. Н. ТАРАСОВ**

Сибирский государственный  
автомобильно-дорожный университет,  
г. Омск

## АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ СИЛ В ЭЛЕМЕНТАХ КАРКАСА ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ШИНЫ

В статье дано обобщение теоретических положений для размерного ряда пневмошин малых и больших размеров, имеющих диаметр более двух метров, утвержденных ГОСТ 8430-2003. Предложен метод сечения каркаса шины цилиндрической поверхностью по главной параллели пневмошины, одновременно каркас шины рассекается вертикальной плоскостью по экватору шины. Предложены сочетания параметров шины, по которым выполняются некоторые признаки подобия шин с учетом конструктивных особенностей каждой шины и давления воздуха в шине, которые нарушают условия и критерии подобия. Такие сочетания параметров названы обобщенными геометрическими функциями. Получены зависимости удельных меридиональных и окружных сил от обобщенных геометрических функций. Силы в элементах каркаса шины определяются по уравнениям Лапласа с привлечением уравнений равновесия для рассеченной оболочки каркаса шины. По результатам исследования впервые уравнения равновесия для элементов каркаса шины записаны в интегральной и дифференциальной формах, по которым определяются меридиональные и окружные силы. Описан разработанный авторами метод приведения удельных сил в каркасе к одному слою каркаса и определены средние значения усилий в нитях каркаса для всего семейства пневмошин.

**Ключевые слова:** пневматическая шина, метод сечений, прочность каркаса, экватор, меридиан, удельная сила.

Пневматические шины получили всеобщее применение в ходовых механизмах грузовых, легковых автомобилей и других наземных транспортных средствах. Российские шинные заводы и зарубежные фирмы производят громадную номенклатуру типоразмеров шин разного технологического назначения [1]. Поэтому большое значение приобретают проблемы исследования работы пневмошин, совер-

шения теории и методов проектирования шин. Транспортные средства на пневматических шинах обладают высокими скоростями движения, большой грузоподъемностью и экономичностью. Пустотелая конструкция, заполненная сжатым воздухом, обеспечивает высокую прочность, малую массу и требуемые габаритные размеры [2]. Однако в настоящее время недостаточно исследованы

физические и механические процессы, характеризующие грузонесущие свойства и прочность каркаса пневмошины [3–8].

Основы теории проектирования и расчета пневмошин разработаны В. Л. Бидерманом [9] и работниками научно-исследовательских институтов шинной промышленности.

Пневматическая шина — это сложный грузонесущий механизм, обладающий уникальными механическими и физическими качествами. Каркас шины выполнен из нитей и резиновых материалов. При создании давления внутри шины происходят деформации, обусловленные изменением углов между нитями, в результате которых нити занимают устойчивое определенное положение. Каркас шины приобретает равновесную форму, в этом случае усилия в элементах каркаса воспринимаются только нитями. Устойчивое состояние каркаса наступает, когда при повторных нагрузках углы расположения нитей занимают постоянные положения.

Шина рассматривается как тонкостенная оболочка, нагруженная внутренним давлением. Из условия равновесия определяется интенсивность сил в стенках каркаса. Для решения этой задачи используют уравнение Лапласа [9, 10]

$$\frac{T_m}{\rho_m} + \frac{T_t}{\rho_t} = p_w, \quad (1)$$

где  $T_m$ ,  $T_t$  — соответственно интенсивность меридиональных и окружных сил на единицу длины сечения шины (рис. 1);  $\rho_m$ ,  $\rho_t$  — радиусы, касательные

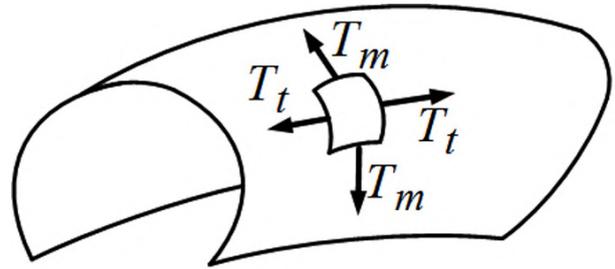


Рис. 1. Расчетная схема к уравнению Лапласа для бесконечно малого элемента каркаса шины

к меридиональному и окружному направлениям;  $p_w$  — давление воздуха в шине.

Уравнение (1) содержит две неизвестные величины:  $T_m$  и  $T_t$ , поэтому необходимо установить условия для его использования.

Авторами статьи предложен метод сечения каркаса шины цилиндрической поверхностью радиусом  $r_o$  по главным параллелям пневмошины [11]. Одновременно каркас шины рассекается вертикальной плоскостью  $a-a$  по экватору шины (рис. 2).

На рис. 2а показано равновесие отсеченной одной четверти тора шины и на рис. 2б — равновесие каркаса без отсеченного элемента шины.

Для решения уравнения (2) можно использовать уравнения равновесия статики для полученной системы уравновешенных сил. Наиболее важными для прочности каркаса шины являются точка 1 на экваторе шины и точка 2 на боковинах шины, которые определяют геометрию сечения шины на рис. 2.

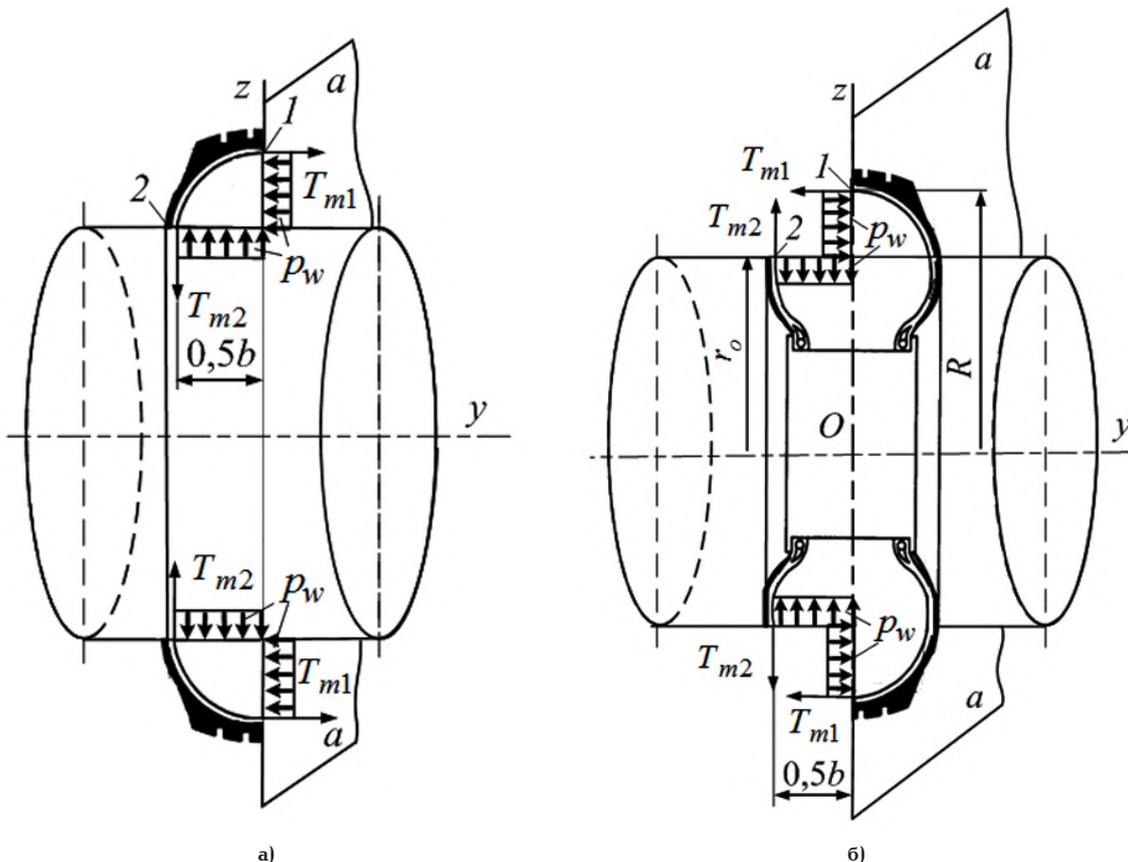


Рис. 2. Равновесие рассеченных элементов шины:  
а) равновесие 1/4 части тора; б) равновесие 3/4 части тора

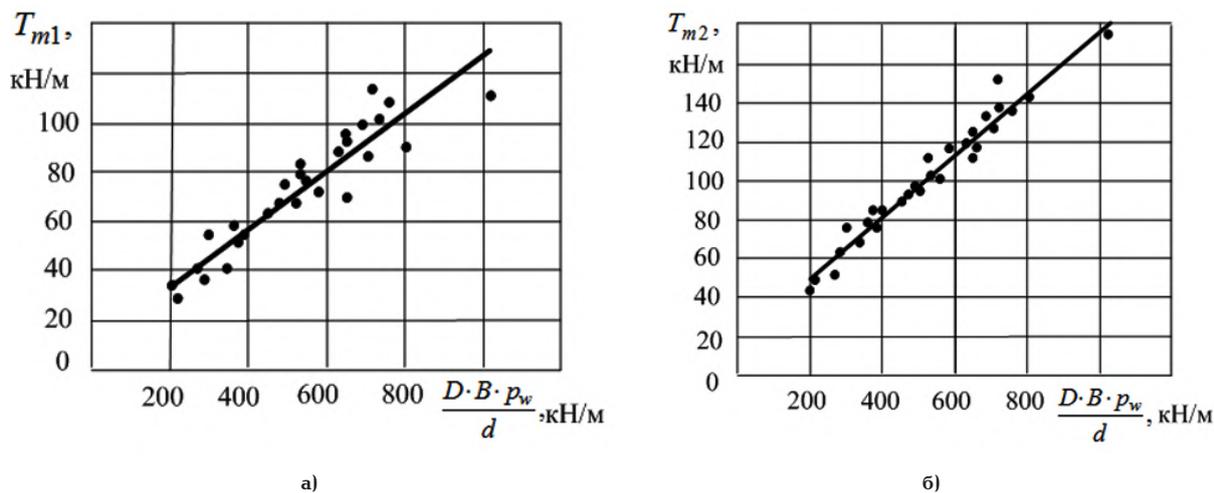


Рис. 3. Зависимость интенсивности удельных меридиональных сил от обобщенного показателя  $\Pi$  параметров пневмошины: а) удельная сила  $T_{m1}$ ; б) удельная сила  $T_{m2}$

Таблица 1

Значения коэффициента  $R^2$  для удельных сил  $T_{m1}$ ,  $T_{m2}$  для разных обобщенных функций параметров шины

Удельные меридиональные силы	Обобщенная функция параметров шины, $\Pi$			
	$D$	$DB$	$DBp_w$	$\frac{DBp_w}{d}$
	1	2	3	4
$T_{m1}$	$R^2=0,108$	$R^2=0,052$	$R^2=0,6535$	$R^2=0,8652$
$T_{m2}$	$R^2=0,184$	$R^2=0,2055$	$R^2=0,7854$	$R^2=0,9618$

На рис. 2 имеем систему параллельных сил относительно оси  $Oy$ , находящихся в равновесии, и систему радиальных сил, сходящихся в оси  $Oy$ , которая также находится в равновесии. Поэтому указанные системы сил не могут вращать рассматриваемое тело и позволяют записать два уравнения равновесия проекций сил [12]

$$\sum F_{ky} = 0; \quad -T_{m1} \cdot 2\pi R + p_w \pi (R^2 - r_o^2) = 0; \quad (4)$$

$$\sum T_{m2} r_o d\varphi - \sum r_o d\varphi 0,5b p_w = 0;$$

$$T_{m2} \cdot 2\pi r_o - p_w \cdot 2\pi r_o 0,5b = 0. \quad (5)$$

где  $R$  — радиус внутренней поверхности тора для экватора шины;  $r_o$  — средний радиус боковин внутренней поверхности тора;  $b$  — ширина внутренней поверхности профиля шины;  $d\varphi$  — элементарный угол в плоскости  $Oxz$ .

Из уравнений (4), (5) получены выражения для определения интенсивности удельных меридиональных сил  $T_{m1}$  и  $T_{m2}$  в периметрах сечения шины

$$T_{m1} = \frac{p_w (R^2 - r_o^2)}{2R}, \quad (\text{Н/м}). \quad (6)$$

$$T_{m2} = p_w \cdot 0,5b, \quad (\text{Н/м}). \quad (7)$$

Формулы (6), (7) в теории пневмошины получены впервые и позволяют определять величины меридиональных удельных сил в точках 1 и 2 на экваторе и полюсах пневмошины.

Выполнены исследования зависимости удельных сил  $T_{m1}$ ,  $T_{m2}$  от некоторой функции  $\Pi$ , названной обобщенной функцией параметров шины. В качестве обобщенной функции принимается наружный диаметр шины  $\Pi = D$ , произведение параметров и ширины  $\Pi = DB$ , а также  $\Pi = DBp_w$  и  $\Pi = \frac{DBp_w}{d}$ . Результаты исследования сил  $T_{m1}$ ,  $T_{m2}$  оценивались коэффициентом корреляции  $R^2$ .

Чем ближе значение  $R^2$  к единице, тем лучше уравнение регрессии характеризует взаимосвязь между переменными. Удельные силы  $T_{m1}$  и  $T_{m2}$  связаны с внешним диаметром  $D$  с коэффициентом корреляции  $R^2=0,108$  и  $R^2=0,184$  (табл. 1, столбец 1). Для других сочетаний геометрических параметров связь улучшается. Установлено, что лучшим для пневмошины является обобщенный коэффициент геометрических параметров, имеющий размерность, соответствующую размерности  $T_{m1}$ ,  $T_{m2}$  (табл. 1, столбец 4).

На рис. 3а установлена зависимость удельной меридиональной силы  $T_{m1}$  в точке 1 от показателя  $\Pi$ , которая описывается уравнением регрессии первого порядка с коэффициентом корреляции  $R^2=0,8652$

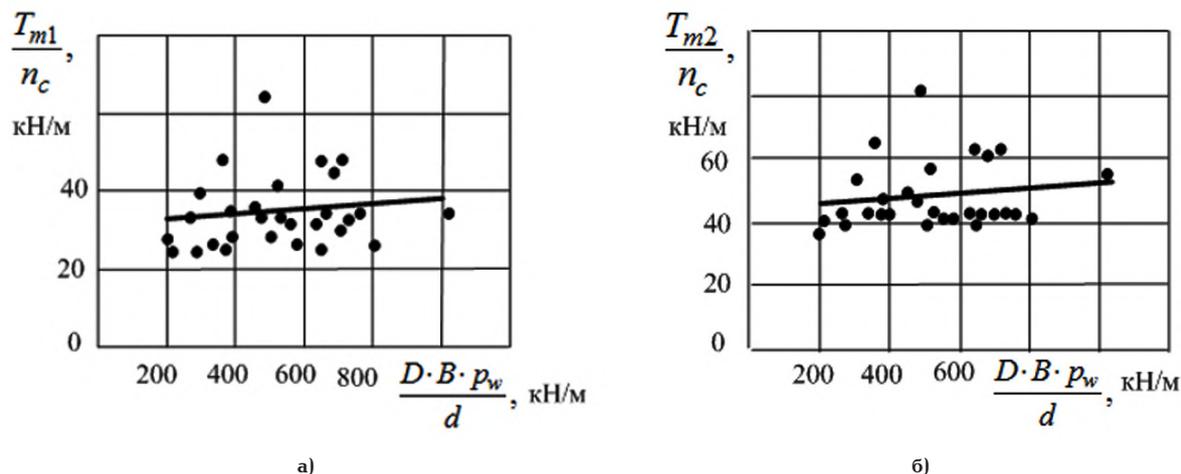


Рис. 4. Зависимость удельных сил в одном метре слоя от обобщенного показателя  $\Pi$  параметров пневмошины:  
а) удельная сила  $T_{m1}/n_c$ ; б) удельная сила  $T_{m2}/n_c$

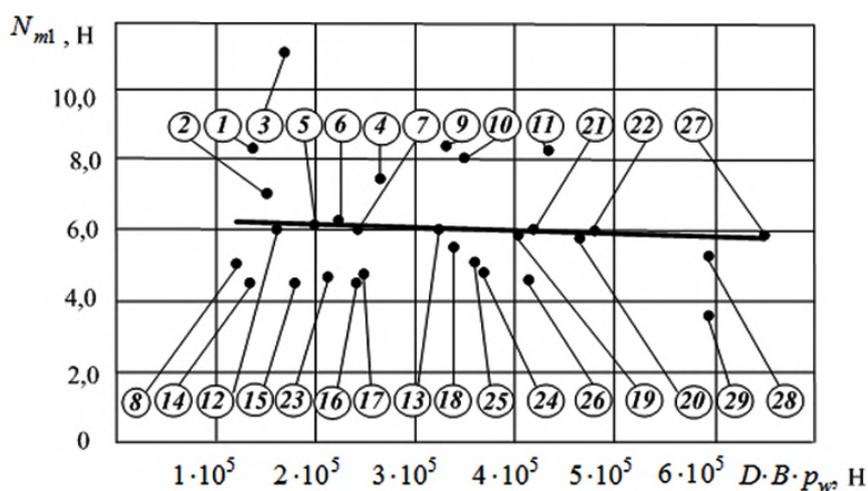


Рис. 5. Зависимость средней силы в одной нити корда на экваторе от произведения  $DBp_w$  — наружного диаметра пневмошины, ширины профиля шины

и давления воздуха для следующих шин:

- 1 — тип шины 8.25-15,  $p_w = 0,7$  МПа,  $n_c = 12$ ;
- 2 — тип шины 8.20-20,  $p_w = 0,675$  МПа,  $n_c = 14$ ;
- 3 — тип шины 9.00-15,  $p_w = 0,825$  МПа,  $n_c = 12$ ;
- 4 — тип шины 12.00-20,  $p_w = 0,75$  МПа,  $n_c = 20$ ;
- 5 — тип шины 14.00-20,  $p_w = 0,425$  МПа,  $n_c = 16$ ;
- 6 — тип шины 14.00-20,  $p_w = 0,5$  МПа,  $n_c = 18$ ;
- 7 — тип шины 14.00-20,  $p_w = 0,525$  МПа,  $n_c = 20$ ;
- 8 — тип шины 14.00-20,  $p_w = 0,25$  МПа,  $n_c = 12$ ;
- 9 — тип шины 14.00-20,  $p_w = 0,7$  МПа,  $n_c = 20$ ;
- 10 — тип шины 14.00-20,  $p_w = 0,75$  МПа,  $n_c = 22$ ;
- 11 — тип шины 14.00-24,  $p_w = 0,85$  МПа,  $n_c = 24$ ;
- 12 — тип шины 16.00-24,  $p_w = 0,25$  МПа,  $n_c = 12$ ;
- 13 — тип шины 16.00-25,  $p_w = 0,5$  МПа,  $n_c = 24$ ;
- 14 — тип шины 17.5-25,  $p_w = 0,225$  МПа,  $n_c = 12$ ;
- 15 — тип шины 17.5-25,  $p_w = 0,3$  МПа,  $n_c = 16$ ;
- 16 — тип шины 17.5-25,  $p_w = 0,4$  МПа,  $n_c = 20$ ;
- 17 — тип шины 17.5-25,  $p_w = 0,4$  МПа,  $n_c = 20$ ;
- 18 — тип шины 18.00-24,  $p_w = 0,425$  МПа,  $n_c = 24$ ;
- 19 — тип шины 18.00-25,  $p_w = 0,5$  МПа,  $n_c = 20$ ;
- 20 — тип шины 18.00-25,  $p_w = 0,575$  МПа,  $n_c = 32$ ;
- 21 — тип шины 18.00-25,  $p_w = 0,5$  МПа,  $n_c = 28$ ;
- 22 — тип шины 18.00-25,  $p_w = 0,575$  МПа,  $n_c = 32$ ;
- 23 — тип шины 20.5-25,  $p_w = 0,275$  МПа,  $n_c = 16$ ;
- 24 — тип шины 20.5-25,  $p_w = 0,475$  МПа,  $n_c = 28$ ;
- 25 — тип шины 21.00-28,  $p_w = 0,35$  МПа,  $n_c = 24$ ;
- 26 — тип шины 26.5-25,  $p_w = 0,35$  МПа,  $n_c = 28$ ;
- 27 — тип шины 26.5-25,  $p_w = 0,55$  МПа,  $n_c = 32$ ;
- 28 — тип шины 27.00-33,  $p_w = 0,35$  МПа,  $n_c = 30$ ;
- 29 — тип шины 29.5-29,  $p_w = 0,4$  МПа,  $n_c = 34$

$$T_{m1} = 0,1143 \frac{DBp_w}{d} + 12,758. \quad (9)$$

На рис. 3б установлена зависимость удельной меридиональной силы  $T_{m2}$  в точке 2, которая описывается уравнением регрессии первого порядка с высоким коэффициентом корреляции  $R^2 = 0,9618$

$$T_{m2} = 0,1615 \frac{DBp_w}{d} + 17,141. \quad (10)$$

Указанные зависимости можно использовать для расчетов при проектировании шин, так как они являются аналитическими функциями, связывающими главные параметры шины.

Выражения (6), (7) удельных сил  $T_{m1}$ ,  $T_{m2}$  получены впервые, имеют строгий аналитический вывод и не содержат упрощающих допущений и гипотез. Формулы учитывают только геометрические параметры пневмошины и пригодны для шин, изготовленных любым способом и отвечающих условию подобия с геометрическим показателем  $P$ .

Современные пневмошины характеризуются тем, что при увеличении геометрических параметров пропорционально увеличивается слоистость пневмошины. Поэтому следующим этапом исследования явилось рассмотрение влияния слоистости на удельные силы  $T_{m1}$ ,  $T_{m2}$ .

На рис. 4а, б показаны удельные силы  $T_{m1}/n_c$  и  $T_{m2}/n_c$ , приведенные к одному метру слоя для семейства шин размерного ряда диаметром от 0,3 до 2,2 м.

Установлено, что удельные приведенные силы  $T_{m1}/n_c$  и  $T_{m2}/n_c$  в статистическом смысле являются практически постоянными величинами для разных шин с соответствующим отклонением от среднего значения (рис. 4).

Полученные зависимости показывают, что слой каркаса пневмошины является эффективным средством выравнивания удельных сил для шин разных размеров. Для современных шин, выполненных из кордных нитей, можно определить среднюю нагрузку на нить в данной точке шины. Учитывая, что для современных пневмошин число нитей в 1 см слоя различное и составляет примерно от 5 до 10 нитей на 1 см слоя, поэтому в статье задача определения средней нагрузки нити для разных шин решена без уточнения конструктивных особенностей шин малых и больших размеров.

Для определения усилия в нити в точке 1 шины используется следующая формула

$$N_{m1} = \frac{T_{m1}}{n_c i \cdot \cos \beta_k}, \quad (11)$$

где  $\beta_k$  — угол нити с экватором,  $n_c$  — число слоев;  $i$  — число нитей в 1 см сечения шины.

Для определения усилия в нити в точке 2

$$N_{m2} = \frac{T_{m2}}{n_c i \cdot \cos \beta}. \quad (12)$$

В среднем принято, что на 1 см слоя приходится 8 нитей, а угол  $\beta_k = 45^\circ$ .

На рис. 5 представлены значения усилий на одну нить для семейства пневмошин, обозначенных под рисунком.

#### Библиографический список

1. ГОСТ 8430-2003. Шины пневматические для строительных, дорожных, подъемно-транспортных и рудничных машин. Введ. 2005-01-01. М.: ИПК Изд-во стандартов, 2004. 20 с.
2. Бухин Б. А. Введение в механику пневматических шин. М.: Химия, 1988. 224 с.
3. Кнороз В. И. [и др.]. Работа автомобильной шины. М.: Транспорт, 1976. 238 с.
4. Тарасов В. Н. Теоретический радиус качения эластичного колеса // Автомобильная промышленность. 1965. № 1. С. 5-6.
5. Тарасов В. Н. Грузоподъемность шины с жидким балластом // Тракторы и сельхозмашины. 1965. № 8. С. 10-12.
6. Бояркина И. В. Технологическая механика одноковшовых фронтальных погрузчиков: моногр. Омск: Изд-во СибАДИ, 2011. 336 с.
7. Тарасов В. Н., Бояркина И. В., Дегтярь В. В. Физическое и математическое моделирование грузоподъемности пневмоколес // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. 2015. № 1 (137). С. 222-226.
8. Белкин А. Е., Уляшкин А. В. Расчет деформаций в беговой части радиальной шины с учетом межслойных сдвигов в брекере // Известия вузов. Машиностроение. 1990. № 1. С. 86-90.
9. Бидерман В. А. [и др.]. Автомобильные шины (конструкция, расчет, испытания, эксплуатация) / под ред. В. А. Бидермана. М.: Госхимиздат, 1963. 384 с.
10. Тимошенко С. П., Войновский-Кригер С. Пластины и оболочки / пер. с англ. В. И. Контвота; под ред. Г. С. Шапиро. 2-е изд. стер. М.: Наука, 1966. 636 с.
11. Тарасов В. Н., Бояркина И. В., Дегтярь В. В. Метод расчета грузоподъемности пневмоколеса и прочности каркаса автошины транспортного средства // Строительные и дорожные машины. 2015. № 5. С. 47-52.
12. Тарасов В. Н., Бояркина И. В., Коваленко М. В., Федорченко Н. П., Фисенко Н. И. Теоретическая механика. 3-е изд. М.: Транслит. 2015. 560 с.

**БОЯРКИНА Ирина Владимировна**, доктор технических наук, профессор кафедры «Механика».

Адрес для переписки: iriboyarkina@yandex.ru

**ТАРАСОВ Владимир Никитич**, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Механика».

Адрес для переписки: tarasov\_vladimir07@mail.ru

Статья поступила в редакцию 03.04.2017 г.

© И. В. Бояркина, В. Н. Тарасов

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭФФЕКТА НАВЕДЁННОЙ ДЕФОРМАЦИОННОЙ АНИЗОТРОПИИ РЕЗИНОКОРДНОГО УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА ПЛОСКОЙ МУФТЫ

Для построения нагрузочных характеристик упругого элемента резинокордной плоской муфты конструкции ФНПЦ «Прогресс», защищенной патентами РФ, при произвольной несоосности соединяемых валов и величине передаваемого крутящего момента используется феноменологический подход классической термодинамики с привлечением современных методов рациональной механики сплошных сред, позволяющих обеспечить независимость получаемых определяющих соотношений от выбора системы отсчета. В нелинейном приближении первого порядка по свободной энергии описан эффект наведенной деформационной анизотропии упругого элемента с учетом влияния температуры.

**Ключевые слова:** резинокордная муфта, несоосность валов, деформационная анизотропия, определяющие соотношения, нагрузочные характеристики.

**Введение.** Резинокордные плоские муфты (РКПМ), разработанные в ФНПЦ «Прогресс» [1], отличаются простотой конструкции, имеют малые осевые размеры, способны передавать большие крутящие моменты. Одним из важных достоинств, которое открывает большие перспективы широкого применения РКПМ в приводах разнообразных машин и агрегатов, является высокая компенсационная способность по отношению к перекосам и монтажным смещениям. Чтобы на стадии проектирования приводов с РКПМ можно было учитывать возможную несоосность соединяемых валов, в [2] предложено использовать феноменологический метод классической термодинамики, который не предполагает явного моделирования внутреннего строения резинокордного композита и довольно сложного взаимодействия армирующих элементов со связующей матрицей. Взамен этого привлекаются данные экспериментальных исследований РКПМ.

К сожалению, использованное в [2] квадратичное приближение для изотермической силовой функции (свободной энергии) не позволяет описывать тонкие эффекты наведенной деформационной анизотропии, которая возникает в упругом элементе муфты при закручивании вокруг собственной оси после осевого (радиального) смещения полу-

муфт или перекоса. Данный эффект является существенно нелинейным эффектом, требующим дополнительного теоретического исследования.

**1. Существо феноменологического метода.** Для описания РКПМ с несколькими упругими элементами достаточно рассмотреть случай РКПМ с одним упругим элементом (рис. 1). Исходными являются следующие допущения: а) большая полумуфта 1 и малая полумуфта 2 считаются абсолютно твердыми телами; б) резинокордный элемент 3 полагается упругодеформируемым твердым телом; в) силы инерции и аэродинамические силы, действующие на упругий элемент при его вращении, пренебрежимо малы по сравнению с силами, возникающими при деформации упругого элемента от действия приложенного крутящего момента и монтажных смещений (осевых, радиальных, угловых); г) температурный режим работы муфты близок к изотермическому.

Благодаря принятым допущениям при исследовании нагрузочных характеристик упругого элемента исчезает разница между состоянием установившегося вращения муфты и состоянием статического равновесия, при котором одна из полумуфт закреплена, а к другой полумуфте приложен крутящий момент (при наличии предварительных монтажных смещений).

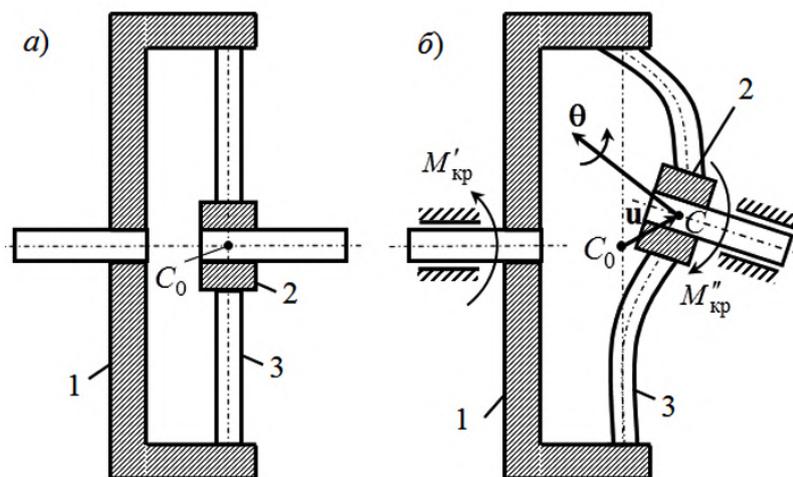


Рис. 1. Расчётная схема РКПМ в начальном (а) и текущем (б) состояниях:  
1 — большая полумуфта; 2 — малая полумуфта; 3 — упругий элемент

Главный вектор сил  $\mathbf{P}'$ , действующих на упругий элемент со стороны большой полумуфты, и главный момент этих же сил  $\mathbf{M}'_{C_0}$  относительно центра  $C_0$  (неподвижной) большой полумуфты (рис. 1) определяются по формулам [2]

$$\mathbf{P}' = -\mathbf{P}'', \quad \mathbf{M}'_{C_0} = -\mathbf{u} \times \mathbf{P}'' - \mathbf{M}''_C.$$

Главный вектор сил  $\mathbf{P}''$ , приложенных к упругому элементу со стороны малой полумуфты, и главный момент указанных сил  $\mathbf{M}''_C$  относительно центра  $C$  (подвижной) малой полумуфты (рис. 1) определяются выражениями [2]

$$\mathbf{P}'' = \mathbf{P}(\mathbf{u}, \boldsymbol{\theta}), \quad \mathbf{M}''_C = \mathbf{M}_C(\mathbf{u}, \boldsymbol{\theta}) \cdot \mathbf{Z}(\boldsymbol{\theta}).$$

Тензор второго ранга  $\mathbf{Z} = \mathbf{Z}(\boldsymbol{\theta})$ , называемый тензором-интегратором [3], задается следующими зависимостями:

$$\mathbf{Z} = \mathbf{I} - \frac{1}{2} \boldsymbol{\theta} \times \mathbf{I} + \frac{1-g}{|\boldsymbol{\theta}|^2} (\boldsymbol{\theta} \times \mathbf{I})^2, \quad g = \frac{|\boldsymbol{\theta}| \sin \theta}{2(1 - \cos \theta)}.$$

Обратный тензор  $\mathbf{Z}^{-1}$  равен

$$\mathbf{Z}^{-1} = \mathbf{I} + \frac{1 - \cos \theta}{|\boldsymbol{\theta}|^2} \boldsymbol{\theta} \times \mathbf{I} + \frac{|\boldsymbol{\theta}| - \sin \theta}{|\boldsymbol{\theta}|^3} (\boldsymbol{\theta} \times \mathbf{I})^2.$$

Здесь  $\mathbf{I}$  — единичный тензор,  $\mathbf{u}$  — вектор смещения малой полумуфты относительно (условно неподвижной) большой полумуфты,  $\boldsymbol{\theta}$  — вектор угла поворота малой полумуфты за счет перекосов при монтаже и действия крутящих моментов  $M'_{кр}$ ,  $M''_{кр}$  (рис. 1). Приведенный главный вектор  $\mathbf{P}$  и приведенный главный момент  $\mathbf{M}_C$  находятся из термодинамических соотношений [2]

$$\mathbf{P} = \left( \frac{\partial F}{\partial \mathbf{u}} \right)_{\boldsymbol{\theta}, T}, \quad \mathbf{M}_C = \left( \frac{\partial F}{\partial \boldsymbol{\theta}} \right)_{\mathbf{u}, T}, \quad S = - \left( \frac{\partial F}{\partial T} \right)_{\mathbf{u}, \boldsymbol{\theta}}, \quad (1)$$

в которых  $F = U - TS$  — свободная энергия (термодинамический потенциал Гельмгольца) упругого элемента;  $T$ ,  $S$ ,  $U$  — его абсолютная температура, энтропия и внутренняя энергия соответственно.

В результате все дальнейшие расчёты замыкаются на установлении вида зависимости свободной

энергии от вектора перемещения  $\mathbf{u}$ , вектора поворота  $\boldsymbol{\theta}$  и абсолютной температуры  $T$ :  $F = F(\mathbf{u}, \boldsymbol{\theta}, T)$ . Например, в квадратичном приближении получают следующие определяющие соотношения [2]

$$\mathbf{P} = \mathbf{K} \cdot \mathbf{u} + \mathbf{C} \cdot \boldsymbol{\theta}, \quad \mathbf{M}_C = \mathbf{C}^T \cdot \mathbf{u} + \boldsymbol{\Omega} \cdot \boldsymbol{\theta}, \quad (2)$$

в которых тензоры второго ранга  $\mathbf{K}$ ,  $\boldsymbol{\Omega}$ ,  $\mathbf{C}$  могут зависеть от температуры  $T$ . Трансляционный тензор  $\mathbf{K}$  и ротационный тензор  $\boldsymbol{\Omega}$  симметричны и положительно определены, смешанный тензор  $\mathbf{C}$  по своим свойствам произволен. В системе координат, у которой ось  $z$  совпадает с осью вращения, а оси  $x$ ,  $y$  лежат в плоскости симметрии недеформированного упругого элемента, тензоры  $\mathbf{K}$ ,  $\boldsymbol{\Omega}$  имеют лишь три отличные от нуля компоненты:  $K_{xx}$ ,  $K_{yy}$ ,  $K_{zz}$ ;  $\Omega_{xx}$ ,  $\Omega_{yy}$ ,  $\Omega_{zz}$ . При этом  $K_{xx} = K_{yy}$ ,  $\Omega_{xx} = \Omega_{yy}$  вследствие осесимметричности упругого элемента. Тензор  $\mathbf{C} = 0$ . Поэтому в квадратичном приближении (2) приведенный момент  $\mathbf{M}_C = \boldsymbol{\Omega} \cdot \boldsymbol{\theta}$  индифферентен к линейному перемещению  $\mathbf{u}$ , а усилие  $\mathbf{P} = \mathbf{K} \cdot \mathbf{u}$  не зависит от угла относительного поворота  $\boldsymbol{\theta}$ , обусловленного монтажными перекосами и закручиванием полумуфт. Данный результат не согласуется с имеющимися опытными данными [4]. Для повышения точности расчетов требуются приближения более высокого порядка. Однако приближения третьего и более высоких порядков приводят к громоздким и малопримодным для практики результатам из-за большого числа материальных параметров, являющихся компонентами некоторых тензоров третьего и более высокого ранга. Чтобы сократить число неопределенных материальных параметров и одновременно обеспечить общность конечного результата, необходим детальный предварительный анализ свойств исследуемого объекта с использованием представлений о независимости искомого определяющих соотношений от выбора системы отсчета по примеру того, как это делается в рациональной механике сплошных сред; нелинейной теории упругости, теории пластичности (при больших деформациях), гидромеханике неньютоновых жидкостей [5–10].

**2. Определяющие соотношения упругого элемента муфты.** В отсчетной конфигурации (рис. 1а) упругий элемент муфты, изготовленный из резинокордного композита, обладает трансверсальной

изотропией: его свойства остаются неизменными при любом повороте относительно собственной оси, имеющей направляющий орт  $\mathbf{n}$ . Поэтому свободная энергия упругого элемента является функцией трех векторных аргументов и температуры:

$$F = \Phi(\mathbf{u}, \boldsymbol{\theta}, \mathbf{n}, T). \quad (3)$$

Выражение (3) относится к исходной системе отсчета (обозначаемой без звездочки). Следуя принципу объективности [5–10], можно утверждать, что в любой другой системе отсчета (обозначаемой со звездочкой) должно выполняться аналогичное соотношение:

$$F^* = \Phi(\mathbf{u}^*, \boldsymbol{\theta}^*, \mathbf{n}^*, T^*). \quad (4)$$

Температура не зависит от выбора системы отсчета:  $T^* = T$ . По теореме Нолла [11] (см. также [5–10]) вектор перемещения  $\mathbf{u}$ , вектор поворота  $\boldsymbol{\theta}$  и орт нормали  $\mathbf{n}$  (к срединной поверхности упругого элемента муфты в отсчётной конфигурации) являются объективными векторами:

$$\mathbf{u}^* = \mathbf{Q} \cdot \mathbf{u}, \quad \boldsymbol{\theta}^* = \mathbf{Q} \cdot \boldsymbol{\theta}, \quad \mathbf{n}^* = \mathbf{Q} \cdot \mathbf{n}, \quad (5)$$

где  $\mathbf{Q}$  — ортогональный тензор, характеризующий взаимный поворот обеих систем отсчёта относительно друг друга. Свободная энергия упругого элемента во всех системах отсчета принимает одинаковое численное значение:

$$F^* = F. \quad (6)$$

На основании (3)–(6) можно записать цепочку равенств

$$\begin{aligned} F^* &= \Phi(\mathbf{u}^*, \boldsymbol{\theta}^*, \mathbf{n}^*, T^*) = \\ &= \Phi(\mathbf{Q} \cdot \mathbf{u}, \mathbf{Q} \cdot \boldsymbol{\theta}, \mathbf{Q} \cdot \mathbf{n}, T) = F = \Phi(\mathbf{u}, \boldsymbol{\theta}, \mathbf{n}, T) \end{aligned}$$

или коротко

$$\Phi(\mathbf{Q} \cdot \mathbf{u}, \mathbf{Q} \cdot \boldsymbol{\theta}, \mathbf{Q} \cdot \mathbf{n}, T) = \Phi(\mathbf{u}, \boldsymbol{\theta}, \mathbf{n}, T). \quad (7)$$

Равенство (7) означает, что зависимость  $\Phi(\mathbf{u}, \boldsymbol{\theta}, \mathbf{n}, T)$  является изотропной скалярной функцией трех векторных аргументов [12]. В соответствии с теоремой об изотропных скалярных функциях [12] (см. также [9, 10]) данная зависимость имеет пять скалярных аргументов (помимо температуры  $T$ ):

$$F = \Phi(u^2, \boldsymbol{\theta}^2, \mathbf{u} \cdot \boldsymbol{\theta}, \mathbf{u} \cdot \mathbf{n}, \boldsymbol{\theta} \cdot \mathbf{n}, T). \quad (8)$$

Тем самым число скалярных аргументов в (8) снижается до шести по сравнению с девятью независимыми скалярными аргументами (компонентами векторов  $\mathbf{u}$ ,  $\boldsymbol{\theta}$ ,  $\mathbf{n}$  и температуры  $T$ ) исходной функциональной зависимости (3).

Введём следующие обозначения:

$$q_1 = u^2, \quad q_2 = \boldsymbol{\theta}^2, \quad q_3 = \mathbf{u} \cdot \boldsymbol{\theta}, \quad q_4 = \mathbf{u} \cdot \mathbf{n}, \quad q_5 = \boldsymbol{\theta} \cdot \mathbf{n}. \quad (9)$$

Тогда наряду с (8) можно использовать компактную запись  $F = \Phi(q, T)$ .

Обратимся к общим термодинамическим соотношениям (1). Согласно им приведенные значения главного вектора и главного момента равны

$$\mathbf{P} = \left( \frac{\partial F}{\partial \mathbf{u}} \right)_{\boldsymbol{\theta}, T} = \sum_{i=1}^5 \left( \frac{\partial F}{\partial q_i} \right)_T \left( \frac{\partial q_i}{\partial \mathbf{u}} \right)_{\boldsymbol{\theta}}$$

$$\mathbf{M}_C = \left( \frac{\partial F}{\partial \boldsymbol{\theta}} \right)_{\mathbf{u}, T} = \sum_{i=1}^5 \left( \frac{\partial F}{\partial q_i} \right)_T \left( \frac{\partial q_i}{\partial \boldsymbol{\theta}} \right)_{\mathbf{u}}. \quad (10)$$

Введем обозначение

$$\varphi_i(q, T) = \frac{\partial F(q, T)}{\partial q_i}. \quad (11)$$

Функции (11) удовлетворяют очевидным ограничениям

$$\left( \frac{\partial \varphi_i}{\partial q_j} \right)_T = \left( \frac{\partial \varphi_j}{\partial q_i} \right)_T, \quad (i, j = 1 \dots 5). \quad (12)$$

На основании (9), (11) для искомым величин (10) получаются выражения

$$\mathbf{P} = 2\varphi_1(q, T)\mathbf{u} + \varphi_3(q, T)\boldsymbol{\theta} + \varphi_4(q, T)\mathbf{n}, \quad (13)$$

$$\mathbf{M}_C = 2\varphi_2(q, T)\boldsymbol{\theta} + \varphi_3(q, T)\mathbf{u} + \varphi_5(q, T)\mathbf{n}, \quad (14)$$

которые представляют собой определяющие соотношения упругого элемента муфты в самом общем виде.

**2.1. Нелинейное приближение первого порядка.** Чтобы продвинуться дальше, выясним сначала, какой вид имеют функциональные зависимости  $\varphi_i(q, T)$  в ранее рассмотренном случае квадратичного приближения по свободной энергии, приводящего к линейным определяющим соотношениям (2). Используя систему координат, у которой ось  $z$  с направляющим ортом  $\mathbf{e}_z$  совпадает с осью вращения упругого элемента, а оси  $x$ ,  $y$  с направляющими ортами  $\mathbf{e}_x$ ,  $\mathbf{e}_y$  лежат в плоскости симметрии недеформированного упругого элемента (рис. 1), имеем

$$\mathbf{P} = K_{xx}(T)(u_x \mathbf{e}_x + u_y \mathbf{e}_y) + K_{zz}(T)u_z \mathbf{e}_z,$$

$$\mathbf{M}_C = \Omega_{xx}(T)(\theta_x \mathbf{e}_x + \theta_y \mathbf{e}_y) + \Omega_{zz}(T)\theta_z \mathbf{e}_z$$

или

$$\mathbf{P} = K_{xx}(T)\mathbf{u} + K_{zz}(T)q_4 \mathbf{n},$$

$$\mathbf{M}_C = \Omega_{xx}(T)\boldsymbol{\theta} + \Omega_{zz}(T)q_5 \mathbf{n}. \quad (15)$$

При переходе к (15) было принято во внимание, что

$$\mathbf{u} = u_x \mathbf{e}_x + u_y \mathbf{e}_y + u_z \mathbf{e}_z, \quad \boldsymbol{\theta} = \theta_x \mathbf{e}_x + \theta_y \mathbf{e}_y + \theta_z \mathbf{e}_z,$$

$$\mathbf{e}_z = \mathbf{n}, \quad u_z = \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} = q_4, \quad \theta_z = \boldsymbol{\theta} \cdot \mathbf{n} = q_5.$$

Сравнив (15) с (13), (14), приходим к выводу, что в квадратичном приближении по свободной энергии

$$\varphi_1(q, T) = K_{xx}(T)/2, \quad \varphi_2(q, T) = \Omega_{xx}(T)/2, \quad (16)$$

$$\varphi_3(q, T) = 0, \quad \varphi_4(q, T) = K_{zz}(T)q_4, \quad \varphi_5(q, T) = \Omega_{zz}(T)q_5. \quad (17)$$

Анализ (16), (17) приводит к заключению, что следующим (за квадратичным приближением по свободной энергии) является приближение, по которому зависимости  $\varphi_i(q, T)$  представляют собой линейные функции инвариантов  $q$ :

$$\varphi_i(q, T) = \lambda_i(T) + \sum_{j=1}^5 \mu_{ij}(T)q_j, \quad (i, j = 1 \dots 5). \quad (18)$$

Ограничения (12), накладываемые на (18), требуют, чтобы выполнялось условие симметричности  $\mu_{ij}(T) = \mu_{ji}(T)$  ( $i, j = 1 \dots 5$ ).

**2.2. Зависимость от температуры.** На основании (11), (18) можно записать

$$\frac{\partial F(q, T)}{\partial q_i} = \lambda_i(T) + \sum_{j=1}^5 \mu_{ij}(T) q_j.$$

Отсюда интегрированием по инвариантам получаем

$$F(q, T) = \sum_{i=1}^5 \lambda_i(T) q_i + \frac{1}{2} \sum_{i,j=1}^5 \mu_{ij}(T) q_i q_j + F_0(T),$$

где  $F_0(T) \equiv F(q=0, T)$  — значение свободной энергии упругого элемента в недеформированном состоянии, когда в соответствии с (9)  $\mathbf{u} = 0$ ,  $\boldsymbol{\theta} = 0$ . Тогда по третьему соотношению (1) получаем выражение

$$S = - \left( \frac{\partial F}{\partial T} \right)_{\mathbf{u}, \boldsymbol{\theta}} = - \sum_{i=1}^5 \lambda_i'(T) q_i - \frac{1}{2} \sum_{i,j=1}^5 \mu_{ij}'(T) q_i q_j - F_0'(T) \quad (19)$$

для энтропии упругого элемента. Здесь и далее штрихом обозначается производная по температуре.

С другой стороны, в рабочем диапазоне температур и деформаций резинокордной муфты теплоемкость упругого элемента

$$C = T \left( \frac{\partial S}{\partial T} \right)_{\mathbf{u}, \boldsymbol{\theta}} \quad (20)$$

является постоянной величиной с достаточной для практики точностью [2]. Поэтому, подставляя (19) в (20) и проводя ряд преобразований, будем иметь

$$\frac{C}{T} + F_0''(T) = - \sum_{i=1}^5 \lambda_i''(T) q_i - \frac{1}{2} \sum_{i,j=1}^5 \mu_{ij}''(T) q_i q_j. \quad (21)$$

Равенство (21) должно выполняться при любых значениях инвариантов  $q_i$ . Последнее возможно, если вторые производные по температуре

$$\lambda_i''(T) = 0, \quad \mu_{ij}''(T) = 0.$$

Следовательно, в рассматриваемом случае постоянной теплоемкости упругого элемента (20) коэффициенты  $\lambda_i(T)$ ,  $\mu_{ij}(T)$  должны зависеть от температуры по линейному закону:

$$\begin{aligned} \lambda_i(T) &= \lambda_i^\phi + \lambda_i'(T - T_0), \\ \mu_{ij}(T) &= \mu_{ij}^\phi + \mu_{ij}'(T - T_0), \quad (i, j = 1 \dots 5). \end{aligned} \quad (22)$$

Здесь  $T_0$  — некоторая фиксированная температура (например, комнатная).

**3. Обсуждение результатов.** Для облегчения анализа полученных результатов рассмотрим случай, когда матрицы коэффициентов  $\lambda_i$ ,  $\mu_{ij}$  имеют упрощенный вид:

$$[\lambda_i] = \begin{bmatrix} \lambda_1 \\ \lambda_2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad [\mu_{ij}] = \begin{bmatrix} \mu_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \mu_{22} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \mu_{33} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu_{44} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \mu_{55} \end{bmatrix}. \quad (23)$$

Эвристическим обоснованием (23) служат результаты (16), (17) квадратичного приближения по свободной энергии. Более подробное и детальное обоснование является предметом обсуждения отдельной статьи.

При значениях материальных параметров (23) приведенный главный вектор  $\mathbf{P}$  и приведенный главный момент  $\mathbf{M}_C$  вычисляются по формулам (13), (14), которые в нелинейном приближении первого порядка (18) конкретизируются выражениями инвариантов (9). В результате получаются следующие определяющие соотношения:

$$\mathbf{P} = 2(\lambda_1 + \mu_{11} \mathbf{u}^2) \mathbf{u} + \mu_{33} (\mathbf{u} \cdot \boldsymbol{\theta}) \boldsymbol{\theta} + \mu_{44} (\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}) \mathbf{n}, \quad (24)$$

$$\mathbf{M}_C = 2(\lambda_2 + \mu_{22} \boldsymbol{\theta}^2) \boldsymbol{\theta} + \mu_{33} (\boldsymbol{\theta} \cdot \mathbf{u}) \mathbf{u} + \mu_{55} (\boldsymbol{\theta} \cdot \mathbf{n}) \mathbf{n}. \quad (25)$$

Соотношения (24), (25) можно представить в альтернативной форме:

$$\mathbf{P} = \mathbf{K} \cdot \mathbf{u} + \mathbf{C} \cdot \boldsymbol{\theta}, \quad \mathbf{M}_C = \mathbf{C}^T \cdot \mathbf{u} + \boldsymbol{\Omega} \cdot \boldsymbol{\theta}. \quad (26)$$

Входящие в (26) трансляционный тензор  $\mathbf{K}$ , ротационный тензор  $\boldsymbol{\Omega}$ , сопряженный тензор  $\mathbf{C}$  находятся по формулам

$$\mathbf{K} = 2(\lambda_1 + \mu_{11} \mathbf{u}^2) \mathbf{I} + \mu_{44} \mathbf{n} \otimes \mathbf{n},$$

$$\boldsymbol{\Omega} = 2(\lambda_2 + \mu_{22} \boldsymbol{\theta}^2) \mathbf{I} + \mu_{55} \mathbf{n} \otimes \mathbf{n}, \quad \mathbf{C} = \mu_{33} \boldsymbol{\theta} \otimes \mathbf{u}, \quad (27)$$

где  $\otimes$  — знак диадного произведения.

Нелинейные соотношения (26) при значениях (27) позволяют описывать эффекты наведенной деформационной анизотропии упругого элемента муфты, например, влияние осевой деформации на величину крутящего момента, влияние угла закручивания на величину осевой силы и т.п. Обусловлено это тем, что даже в случае линейного разложения (18), сопряженный тензор  $\mathbf{C}$  отличен от нуля. Численные значения семи материальных параметров (23) и их зависимость от температуры (22) можно найти, например, по данным испытаний РКПМ с одним упругим элементом на кручение и изгиб, на осевое и радиальное смещение, проведенных отдельно при некоторых двух фиксированных температурах.

**Выводы.** Привлечение современных методов рациональной механики сплошных сред позволяет логически строго и физически обоснованно построить нелинейную математическую модель, описывающую термомеханические свойства упругого элемента муфты.

В ходе исследования важную роль сыграл принцип объективности — фундаментальный принцип механики сплошной среды, применение которого обеспечивает независимость получаемых определяющих соотношений от выбора системы отсчета.

Последующее применение известной теоремы об изотропных скалярных функциях позволило сократить число скалярных аргументов функциональной зависимости для свободной энергии с девяти параметров, до шести.

Осуществить это удастся после того, как в явном виде выделяется параметр трансверсальной изотропии упругого элемента муфты, характеризуемый ортом нормали к срединной поверхности упругого элемента в отсчетной конфигурации.

## Библиографический список

1. Высокоэластичные муфты: проспект. ФГУП «ФНПЦ «Прогресс». URL: <http://www.progress-omsk.ru/constructor.php?act=group2> (дата обращения: 20.03.2017).
2. Корнеев С. А., В. С. Корнеев, Д. А. Романюк. Энергетический метод расчёта нагруженных характеристик резино-кордной плоской муфты с учётом несоосности соединяемых валов // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. 2017. № 2 (152). С. 8–12.
3. Жилин П. А. Теоретическая механика. Фундаментальные законы механики. СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2003. 340 с.
4. Динамическая нагруженность и надежность работы муфты тягового привода электровозов ЭП1М и ЭП1: отчет о НИР (заключ.) / ОАО Науч.-исследоват. и конструктор.-технолог. ин-т подвижного состава (ОАО «ВНИКТИ»); рук. Березин В. В.; исполн.: Соколов Ю. Н. [и др.]. Коломна, 2009. 82 с. № И-01-09.
5. Труделл К. Первоначальный курс рациональной механики сплошных сред. М.: Мир, 1975. 592 с.
6. Лурье А. И. Нелинейная теория упругости. М.: Наука, 1980. 512 с.
7. Поздеев А. А., Трусов П. В., Няшин Ю. И. Большие упругопластические деформации. М.: Наука, 1986. 232 с.
8. Астари Дж., Марруччи Дж. Основы гидромеханики невязтоновских жидкостей. М.: Мир, 1978. 309 с.
9. Корнеев С. А. Принцип объективности и техника его применения при построении определяющих соотношений с точностью до скалярных коэффициентов // Математическое

моделирование систем и процессов: межвуз. сб. науч. тр. / Пермский гос. техн. ун-т. Пермь, 2007. № 15. С. 97–122.

10. Корнеев С. А. Понятия и основы локально-неравно-весной термодинамики сплошной среды. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2009. 284 с.
11. Noll W. Euclidean geometry and Minkowskian // American Mathematical Monthly. 1964. № 71. P. 129–144.
12. Wang C.-C. A New Representation Theorem for Isotropic Functions // Archive for Rational Mechanics and Analysis. 1970. Vol. 36, № 3. P. 198–223.

**КОРНЕЕВ Сергей Александрович**, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Основы теории механики и автоматического управления» Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

**КОРНЕЕВ Владимир Сергеевич**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Основы теории механики и автоматического управления» ОмГТУ.

**РОМАНЮК Дмитрий Анатольевич**, ведущий инженер-конструктор ФНПЦ «Прогресс», г. Омск. Адрес для переписки: [korneyev@omgtu.ru](mailto:korneyev@omgtu.ru), [korsa\\_home@mail.ru](mailto:korsa_home@mail.ru)

Статья поступила в редакцию 20.03.2017 г.

© С. А. Корнеев, В. С. Корнеев, Д. А. Романюк

## Книжная полка

**Инженерные основы расчетов деталей машин / Ю. Гуревич [и др.]. – М. : КноРус, 2017. – 480 с. – ISBN 978-5-406-01414-1.**

Изложены инженерные основы методологии проведения проектных работ и методы расчета приводов, редукторов, коробок скоростей. Даны требуемые виды расчетов их деталей и узлов: зубчатых, червячных, цепных, ременных передач, валов, подшипников и других деталей и соединений. Приведены примеры расчетов по всему комплексу излагаемых методов. Содержит необходимый для практического использования вспомогательный материал: справочные данные, дополнительные формулы, таблицы, иллюстрации. Соответствует Федеральному государственному образовательному стандарту высшего профессионального образования третьего поколения. Для студентов бакалавриата, изучающих теоретический материал и выполняющих домашние задания или курсовой проект по дисциплине «Основы конструирования машин», а также курсовые и дипломные проекты по специальным дисциплинам.

**Прикладная механика : учеб. / Е. Самойлов [и др.]. – 2-е изд., исправ. и доп. – М. : Юрайт, 2016. – 360 с. – ISBN 978-5-9916-3862-3.**

В соответствии с типовой программой курса «Прикладная механика» в данном учебнике на высоком научно-методическом уровне изложены фундаментальные разделы следующих дисциплин: «Теория механизмов и машин», «Сопротивление материалов», «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения» и «Детали машин». По сравнению с ранее выходившими учебниками содержание и построение курса существенно обновлены в соответствии с современными требованиями, учтены отечественные и зарубежные достижения последних лет. Подробно излагаются теория и методы проектирования современных механизмов и приводов для новых отраслей промышленности. Приводятся сведения о современных конструкционных материалах. Соответствует Федеральному государственному образовательному стандарту высшего профессионального образования третьего поколения. Книга будет полезна также при выполнении курсовых проектов для самостоятельного изучения и контроля полученных знаний. Для студентов немашиностроительных специальностей вузов. Допущено Министерством образования Российской Федерации в качестве учебника для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлениям подготовки и специальностям высшего профессионального образования в области техники и технологии.

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОЧНОСТИ СОЕДИНЕНИЯ РЕЗИНЫ С МЕТАЛЛИЧЕСКОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Повышению прочности соединения (связи) резины с металлической поверхностью способствует увеличение опорной площади поверхности элемента из металла при условии отсутствия упругопластических деформаций выступов, микровыступов в процессе контактного взаимодействия поверхностей резины и элемента из металла. Заполнение впадин, микровпадин резиной в процессе вулканизации и последующее контактное взаимодействие характеризуется коэффициентом затекания впадин, микровпадин. Одной из задач при изучении процесса контактного взаимодействия в резинометаллической конструкции является увеличение опорной площади поверхности, когда коэффициент затекания условно можно принять равным единице.

**Ключевые слова:** коэффициент затекания впадин, микровпадин резиной, опорная площадь поверхности, резинометаллическая конструкция, прочность соединения, метод конечных элементов.

Наличие дискретности контакта шероховатых поверхностей твердых тел обнаружено отечественными и иностранными учеными еще в первой половине XX века [1, 2]. А. В. Верховский одним из первых обратил внимание на то, что истинная площадь контакта составляет незначительную часть от номинальной площади [1]. В 1939 г. Ф. П. Бодуен и Д. Тейбор исследовали фактическую площадь контакта, измеряя ее электропроводность [2]. Они установили, что опорная площадь поверхности составляет десятые и сотые доли от номинальной и линейно зависит от нагрузки. Отсюда был сделан вывод о пластической природе контакта металлов. Дальнейшие исследования, проводимые И. В. Крагельским, Н. Б. Демкиным, Е. С. Гречищевым и другими [3, 4], доказали упругопластическую природу взаимодействия поверхностей особенно для профильных соединений. В то же время природа контактного взаимодействия упругого тела — резины и поверхности твердого тела, условно принятого недеформируемым, оставалась недостаточно изученной.

Очевидно «гладкая» поверхность с радиусами при вершинах выступов и впадин, достаточными для полного затекания резины во впадины, микровпадины является предпочтительней поверхности, у которой радиусы выступов и впадин будут меньше и не будут способствовать затеканию резины в процессе вулканизации и в процессе последующей эксплуатации резинометаллической конструкции.

Рассмотрим процесс контактирования двух шероховатых поверхностей твердых тел, когда первы-

ми вступают в контакт противостоящие выступы, для которых сумма высот выступа первой поверхности и противолежащего ему выступа второй поверхности окажется наибольшей. По мере увеличения нагрузки в контакт будут вступать новые пары противостоящих выступов, обладающих все меньшей суммой высот.

Площадь контакта, состоящую из суммы пятен контакта отдельных пар выступов, образующих поверхность, называют фактической площадью контакта или опорной площадью поверхности (ОПП). Она состоит из площадок, расположенных на разных высотах и под различными углами. При контактировании резины с поверхностью твердого тела на величину ОПП также оказывают влияние геометрические характеристики неровностей поверхности твердого тела (шероховатость, волнистость, макроотклонение). Однако отличие величины пятен фактического контакта от их проекции на плоскость, параллельную рассматриваемым поверхностям, невелико, так как углы этих площадок чаще не превышают  $3 - 10^\circ$  и, следовательно, увеличение площади за счет наклона площадок не превышает 1,5 %. Поэтому при расчете принимают, что все площади контакта расположены в одной плоскости.

Рассматривая процесс контактирования резины и металлической поверхности, целесообразно принять следующие условия:

1. Микровыступы металлической поверхности в результате контактного взаимодействия с резиной не деформируются.

2. Взаимодействие атомов, молекул или ионов резины и металлической поверхности не учитывается.

3. Силы взаимодействия (отталкивание, притяжение) при контакте металлической поверхности и резины не принимаются во внимание.

В то же время для повышения прочности связи между резиной и металлической поверхностью применяется резина, в состав которой входит продукт адгезионного взаимодействия. Например, в качестве промотора адгезии используется гексаметоксиметилмеламин и п-крезол [5].

Принципиальным отличием резинометаллических конструкций (РМК) [6] от неподвижных металлических соединений является отсутствие упругопластических деформаций микровыступов поверхности детали из металла и заполнение впадин, микровпадин резиной в процессе вулканизации. В работах А. П. Моргунова [7–10] рассмотрен ряд задач, связанных с влиянием геометрических характеристик микрорельефа, волнистости и макроротклонений.

На рис. 1 представлено влияние глубины впадины металлической поверхности на величину коэффициента заполнения впадины.

Введем понятие коэффициента заполнения впадины  $K = \Phi_p / \Phi_{вн}$ , где  $\Phi_p$  — поверхность резины заполняемой впадину;  $\Phi_{вн}$  — поверхность впадины. Для удобства вычисления поверхностного интеграла второго рода поверхность впадины  $\Phi_{вн}$  представим в виде полуцилиндра. Площадь опорной поверхности  $\Phi_{оп}$  зададим уравнением

$$z = f(x, y), \quad (1)$$

где  $f(x, y)$  — непрерывно дифференцируема, и на верхней стороне поверхности непрерывное поле нормалей можно задать вектор-функцией:

$$\vec{N}(M) = \{-f_x(M), -f_y(M), 1\}, \quad (2)$$

на нижней стороне — вектор-функцией:

$$-\vec{N}(M) = \{f_x(M), f_y(M), -1\}. \quad (3)$$

Если гладкая двусторонняя поверхность задана параметрически, то на одной ее стороне непрерывное поле нормалей можно задать вектор-функцией  $\vec{N} = \{A, B, C\}$ , а на другой — вектор-функцией  $-\vec{N} = \{-A, -B, -C\}$ .

Пусть  $\Phi_{вн}$  — гладкая ограниченная поверхность. Выберем одну из ее сторон, определяемую полем нормалей  $\vec{N}(M)$ . Пусть  $\alpha(M), \beta(M), \gamma(M)$  — углы, которые вектор  $\vec{N}(M)$  составляет с осями координат, и пусть на поверхности  $\Phi_{вн}$  заданы три функции:  $P(M), Q(M), R(M)$ .

Поверхностные интегралы второго рода соответственно от функции  $P(M), Q(M), R(M)$  по выбранной стороне поверхности  $\Phi_{вн}$  можно представить следующим образом:

$$\Phi_p = \iint_{\Phi} P(M) \cos \alpha(M) dS = \iint_{\Phi} P(M) dydz, \quad (4)$$

$$\Phi_{вн} = \iint_{\Phi} Q(M) \cos \beta(M) dS = \iint_{\Phi} Q(M) dzdx, \quad (5)$$

$$\Phi_{оп} = \iint_{\Phi} R(M) \cos \gamma(M) dS = \iint_{\Phi} R(M) dx dy. \quad (6)$$

Учитывая то обстоятельство, что поверхностный интеграл второго рода зависит от выбора стороны поверхности и вектор заполнения  $\vec{N}(M)$  не изменяет своего направления на противоположный, косинус  $\vec{N}(M)$  также не изменит своего направления на противоположный, а интегралы (4, 5, 6) не изменят знак. Тогда общим интегралом второго рода является:

$$\begin{aligned} & \Phi_p + \Phi_{вн} + \Phi_{оп} = \\ & = \iint_{\Phi} [P(M) dydz + Q(M) dzdx + R(M) dx dy]. \end{aligned} \quad (7)$$

Учитывая условия состояния металлической поверхности и форму впадины в виде полуцилиндра (принятые выше) вычисление поверхностного интеграла второго рода можно выполнить с помощью двойного интеграла и записать в виде:

$$\Pi = \iint_{\Phi} \left[ P(M) \cos \alpha(M) + Q(M) \cos \beta(M) + R(M) \cos \gamma(M) \right] dS. \quad (8)$$

Направляющие косинусы  $\cos \alpha(M), \cos \beta(M), \cos \gamma(M)$  являются координатами единичного вектора нормали  $\vec{n}(M)$  к поверхности  $\Phi$  в точке  $M$ .

В рассматриваемом случае в резинометаллической конструкции коэффициент заполнения впадины можно принять равным единице при условии, что свойства резины позволяют заполнять впадины полностью при нагревании ее до определенной температуры. Очевидно, субмикровпадины, микровпадины, имеющие минимальные размеры, не могут заполняться. Таким образом, можно предположить, что увеличение радиусов выступов и впадин и однородности неровностей металлической поверхности способствует увеличению коэффициента заполнения впадин (рис. 2).

Критерием качества соединения резинометаллических конструкций может быть величина опорной площади поверхности и удельной или полной силы сцепления  $F_{сц}$ .

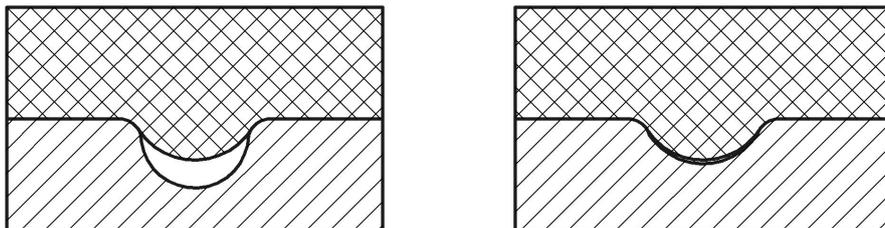
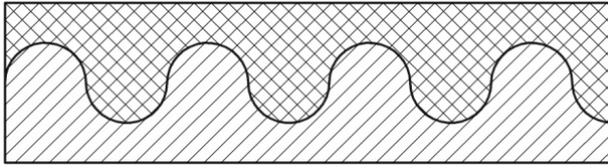
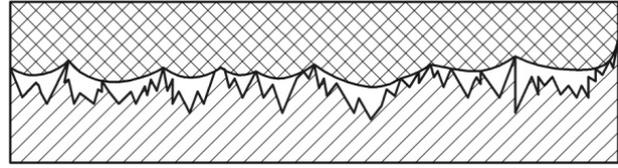


Рис. 1. Заполнение профиля при увеличении глубины впадины



а)



б)

Рис. 2. Влияние рельефа поверхности на коэффициент заполнения профиля: а) металлическая волнистая поверхность; б) металлическая поверхность с большим количеством микровыступов и микропадин с малыми радиусами

$$F_{\text{цц}} = F_{\text{цц,уд}} \cdot S_K \quad (9)$$

где  $F_{\text{цц,уд}}$  — удельная сила сцепления;  $S_K$  — контурная площадь поверхности.

Контурная площадь поверхности — это площадь поверхности резины, «склеенной» с металлической поверхностью.

Для более долговечного и качественного функционирования сцепления необходимо, чтобы величина этой силы была максимальной, но не превышающей силу, при которой происходит разрыв резины для данных геометрических характеристик поверхности элемента из металла.

Экспериментальные исследования, проведенные А. П. Моргуновым [8] на кафедре «Технология машиностроения» ОмГТУ на основе измерения электрической проводимости контактируемых поверхностей, показали, что уменьшение шероховатости поверхности приводит к увеличению фактической площади соприкосновения лишь для металлических конструкций. Следовательно, сила сцепления будет являться функцией фактической площади контакта:

$$F_{\text{цц}} = f(S_\phi), \quad (10)$$

учитывая, что

$$S_\phi = \sum_{i=1}^n S_i, \quad (11)$$

где  $S_i$  — локальные участки площади контакта, можно допустить, что при уменьшении шероховатости до минимума число участков соприкосновения  $n \rightarrow n_{\text{max}}$  и размеры участков возрастают.

Очевидно, что если считать  $n \rightarrow \infty$ , то  $S_\phi \rightarrow S_{\phi \text{max}} = S_H$ .

$$\frac{S_\phi}{S_H} \rightarrow \frac{\lim S_\phi}{S_K} \rightarrow \frac{S_K}{S_K} = 1, \quad (12)$$

Анализ формул (10)–(12) показывает, что величину силы сцепления можно обеспечить либо повышением чистоты обработки, либо увеличением ОПП, искусственно создавая многоуровневый микрорельеф, волнистость, макроотклонения.

В итоге коэффициент сцепления является функцией опорной поверхности, с увеличением последней коэффициент сцепления увеличивается.

Способов увеличения опорной площади поверхности может быть несколько. В РМК целесообразно исследовать влияние свойства резины заполнять имеющиеся впадины. Например, в резинорcordных изделиях с металлическим кордом увеличение площади опорной поверхности может достигаться созданием микрорельефа упругопластическим деформированием поверхности металлического элемента.

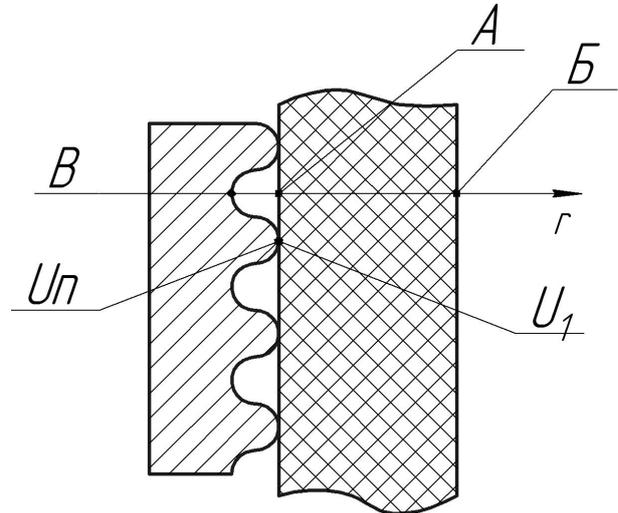


Рис. 3. Схема для расчета деформаций сопрягаемой и наружной поверхности резины

По значениям перемещения точек А и В (рис. 3) в момент  $\tau_K$  определяем перемещение  $u_1$  для момента  $\tau_{K+1}$ . Затем, зная геометрию формирующей металлической поверхности и перемещение  $u_1$  в момент  $\tau_{K+1}$ , находим перемещение интересующей точки  $u_{n, k+1}$ . По методике, изложенной в работе [7], для определения перемещения в контакте двух металлических тел, определим величины перемещений резины, формируемые сопрягаемой металлической поверхностью. Воспользуемся одним из методов численных экспериментов — методом конечных элементов.

Работоспособность и прочность РМК в значительной степени определяются процессами, протекающими в зоне контакта металлической поверхности и резины. На плоских моделях РМК изучалось влияние формы профиля (макрорельефа) металлической поверхности на величину опорной площади поверхности. Наибольший интерес представляет исследование процесса заполнения профиля формирующей поверхности резиной. На плоских и цилиндрических образцах, один из сопрягаемых элементов которых изготовлен из резины с нанесенной прямоугольной сеткой из конечных элементов, изучалась целесообразность применения той или иной формы профиля, исходя из максимальной нагрузки (рис. 4).

Визуализация процесса заполнения может осуществляться на цилиндрических образцах (рис. 5) у которых охватывающий элемент изготовлен из прозрачного материала, например, из оргстекла. В результате эксперимента установлено, что коэффициент заполнения профиля  $K = S_\phi / S_K$  при равном

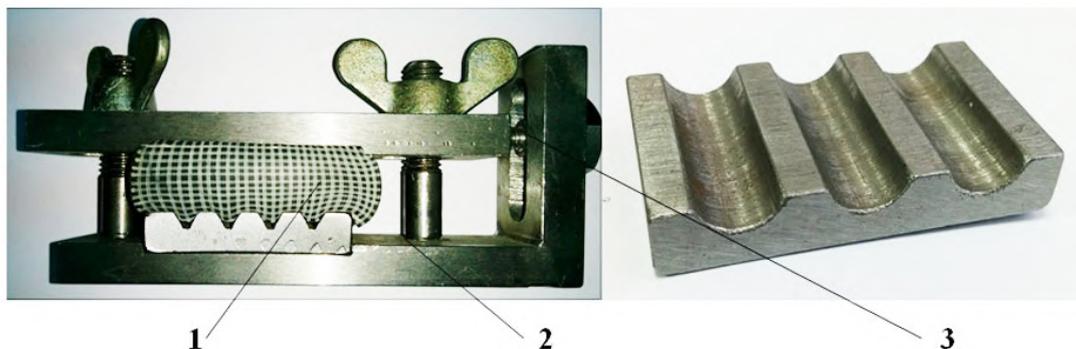


Рис. 4. Плоская модель РМК: 1 — резиновый образец; 2 — сменная опора с заданным рельефом; 3 — пластина с плоской поверхностью

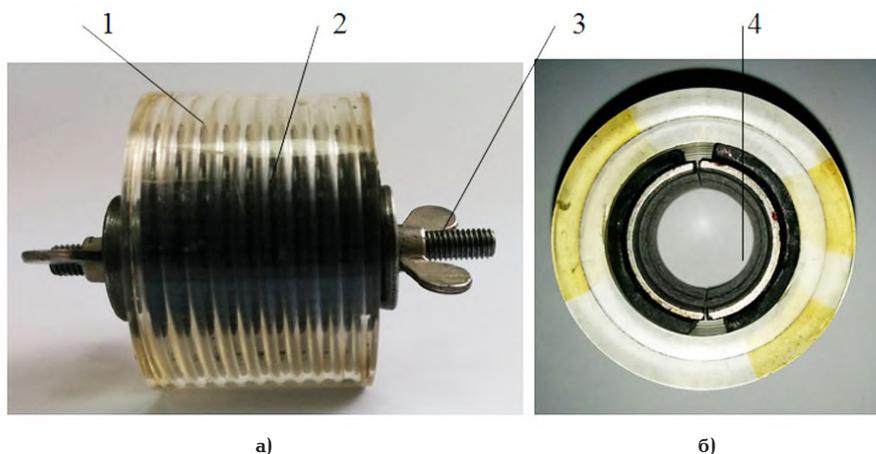


Рис. 5. а) цилиндрическая модель РМК: 1 — прозрачный цилиндр; 2 — резиновый образец с прямоугольными конечными элементами; 3 — нагружающий конус; б) 4 — металлические полукольца

усилии нагружения и равной контурной площади  $S_k$  охватывающего элемента был всегда больше при сопряжении поверхности, у профилей которых радиусы выступов и впадин были больше.

На основании этих опытов была рекомендована волнистая форма профиля поверхности охватывающего элемента, которая предпочтительнее еще и с точки зрения технологичности (рис. 6).

Механизм процесса упругого деформирования резины изучался с помощью численного эксперимента, в основу которого положен метод конечных элементов, позволяющий рассчитывать напряженно-деформируемое состояние резины. Решение осуществляется путем последовательного приближения: в каждом приближении среда (резина) рассматривается как линейно деформируемая, а ее параметры корректируются в зависимости от геометрии формирующей поверхности.

При составлении расчетной схемы применяются тороидальные конечные элементы с треугольным поперечным сечением. Перемещение любой точки внутри треугольного конечного элемента описывается с помощью тех же функций перемещений, что и в плоской задаче, т.е. функция перемещений считается линейной. Для однозначного определения перемещений в элементе используется линейный полином плоской задачи.

Составленная матрица жесткости системы элементов предусматривает разделение внешних сил  $F_{xi}$  и  $F_{yi}$  на составляющие, с тем чтобы напряженно-деформированное состояние в каждом элемен-



Рис. 6. Цилиндрическая модель РМК с волнистой поверхностью матрицы

те соответствовало напряжениям и деформациям, возникающим в нем при совместной работе всех элементов, объединенных в точке  $i$ .

Тогда компоненты перемещений вершин треугольников в  $i$  под действием составляющих сил должны быть одинаковы и равны  $u_i$  и  $v_i$  при выполнении условия равновесия в точке  $i$ :

$$F_{xi} = f'_{xi} + f''_{xi} + \dots + f^q_{xi}, \quad (13)$$

$$F_{yi} = f'_{yi} + f''_{yi} + \dots + f^q_{yi}, \quad (14)$$

где  $f'_{xi}, f''_{xi}, f^q_{xi}, f'_{yi}, f''_{yi}, f^q_{yi}$  — составляющие внешних сил. Индекс сверху указывает, к какому элементу относится компонент силы.

Решая систему уравнений, связывающих соответствующие силы в точке  $i$ , поочередно для всех узлов от  $i=1$  до  $i=n$ , вычисляются все члены матрицы жесткости системы.

На первом этапе численных экспериментов проводились исследования упругих деформаций резины при последовательном перемещении вдоль оси конических элементов, с помощью которых передавалась нагрузка металлическими полукольцами на резину, заполняющую профиль сопрягаемой поверхности прозрачного элемента.

На втором этапе изучался механизм упругого деформирования при условии, что перемещения узлов сетки наружной поверхности не ограничены. Расчет осуществлялся пошаговым методом.

На третьем этапе исследования изучался механизм процесса упругого деформирования при наличии охватывающего элемента с заданным рельефом сопрягаемой поверхности.

Анализ результатов проводимых исследований позволил определить максимальную величину деформаций резины, оптимальные геометрические параметры металлического профиля, необходимые для максимального заполнения профиля и, соответственно, обеспечения максимальной величины коэффициента заполнения.

#### Библиографический список

1. Верховский А. В. Явление предварительного смещения при трогании несмазанных поверхностей с места // Журнал прикладной физики. 1926. № 3. Вып. 3-4. С. 72–74.
2. Боуден Ф. П., Тейбор Д. Трение и смазка твердых тел: пер. с англ. М.: Машиностроение, 1968. 542 с.
3. А. с. 1470489 СССР, МКИ В 23 Р 11/02. Способ сборки конических соединений с натягом / Дальский А. М., Васильев А. С., Боксберггер В. Ф. // Открытия. Изобретения. 1989. № 13.
4. А. с. 1784438 СССР, МКИ В 23 Р 19/02. Способ термической сборки соединений с натягом / Бибииков А. И., Обор-

ский И. Л., Рева Д. Л. [и др.] // Открытия. Изобретения. 1992. № 48.

5. Никифорова Н. А., Шерышев М. А. Способы увеличения адгезионной прочности на границе резина–металлокорд // В химии и химической технологии. 2011. Т. XXV, № 3 (119). С. 24–28.
6. Цысс В. Г., Сергаева М. Ю. Расчетно-экспериментальное обоснование продления назначенного срока службы виброизолирующих патрубков трубопроводных систем // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. 2010. № 3 (93). С. 103–106.
7. Моргунов А. П., Масыгин В. Б., Погодаев В. П., Деркач В. В. Технологическое обеспечение параметров поверхностей деталей пар трения и прочности неподвижных соединений регуляризацией микрорельефа: моногр. М.: Технология машиностроения, 2006. С. 183. ISBN 5-89882-009-4.
8. Моргунов А. П., Масыгин В. Б. Исследование упруго-пластических деформаций деталей профильного неподвижного соединения при сборке дорнованием. Омск, 1995. 4 с. Деп. в ВИНТИ. 23.03.1995. № 792-В 95.
9. Моргунов А. П. Повышение прочности неподвижных соединений высокопроизводительными технологическими методами // Ресурсосберегающие технологии. Проблемы высшего образования: науч. конф.: тез. докл. Омск, 1994. С. 5.
10. А. с. 370504 СССР, МПИ G 01 n 7/32. Способ определения фактической площади касания токопроводящих образцов / Моргунов А. П., Наумов В. А., Запорожцев В. П. (СССР). № 1311853/25-28; заявл. 25.11.68; опублик. 15.11.1973, № 11.

**МОРГУНОВ Анатолий Павлович**, доктор технических наук, профессор (Россия), главный научный сотрудник, заведующий кафедрой «Технология машиностроения» Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

**МАТВЕЕВ Никита Александрович**, инженер ФНПЦ «Прогресс», г. Омск; аспирант кафедры «Технология машиностроения» ОмГТУ.

Адрес для переписки: nikitamatveev55@gmail.com

Статья поступила в редакцию 13.03.2017 г.

© А. П. Моргунов, Н. А. Матвеев

## Книжная полка

**Еремин, Е. Н. Технологические особенности сварки сталей различных классов : учеб. электрон. изд. локального распространения : учеб. пособие для вузов по направлению подготовки дипломиров. специалистов 150200 (ранее 651400) «Машиностроительные технологии и оборудование», специальность 150202 «Оборудование и технология сварочного производства» / Е. Н. Еремин. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2017. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).**

Представлены основные сведения о сталях различных классов, наиболее широко используемых для сварных конструкций. Описаны металлургические процессы и технологические особенности электрической сварки углеродистых, легированных и высоколегированных сталей с рекомендациями и характеристиками используемых сварочных материалов. Приведены сведения по структуре, химическому составу, механическим и коррозионным свойствам сварных швов и данные по разработке технологических процессов изготовления сварных конструкций. Учебное пособие предназначается для студентов специальности 150202 «Оборудование и технологии сварочного производства», слушателей курсов повышения квалификации и специалистов в области сварки.

**В. И. СУРИКОВ**  
**В. Р. ВЕДРУЧЕНКО**  
**Н. С. ГАЛДИН**  
**В. С. ЩЕРБАКОВ**  
**И. Э. ЛОБОВ**  
**В. Е. ЩЕРБА**  
**А. В. ГРИГОРЬЕВ**

Омский государственный  
технический университет,  
г. Омск

Омский государственный  
университет путей сообщения,  
г. Омск

Сибирский государственный  
автомобильно-дорожный университет,  
г. Омск

Омский завод  
транспортного машиностроения,  
г. Омск

## **АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ДИАМЕТРА ВЫХОДНОГО ОТВЕРСТИЯ ДЛЯ ПОДАЧИ ГАЗА К ПОТРЕБИТЕЛЮ НА РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ПОРШНЕВОЙ ГИБРИДНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ МАШИНЫ ОБЪЕМНОГО ДЕЙСТВИЯ, ОСНОВАННОЙ НА КОЛЕБАНИЯХ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА В ЛИНИИ НАГНЕТАНИЯ**

В работе описывается новая конструкция поршневой гибридной энергетической машины объемного действия, основанной на колебаниях давления газа в линии нагнетания, которая позволяет снизить затраты на производство сжатого газа. Приводится краткое описание математической модели рабочих процессов в полостях исследуемой машины. Показаны зависимости рабочих параметров и интегральных характеристик от диаметра выходного отверстия для подачи газа к потребителю, построенные в результате математического моделирования рабочих процессов. Приведен анализ полученных зависимостей.

**Ключевые слова:** гибридная машина, насос, компрессор, параметрический анализ.

На сегодняшний день одним из перспективных направлений в области разработки компрессоров и насосов является создание гибридных энергетических машин объемного действия (ГЭМОД) [1].

Конструкция поршневой ГЭМОД, основанная на использовании колебаний давления газа в линии нагнетания компрессорной секции [2], среди других конструкций, отличается простотой ее реализации. Так, например, создание такой конструкции

ГЭМОД возможно на базе любого серийного поршневого компрессора, использующего жидкостную систему охлаждения [3, 4], что подчеркивает актуальность ее разработки. В данном случае рубашки охлаждения компрессора включаются в замкнутый жидкостный контур с двумя газожидкостными ресиверами, один из которых связан с линией нагнетания компрессора (рис. 1). Для обеспечения циркуляции жидкости по контуру в последнем

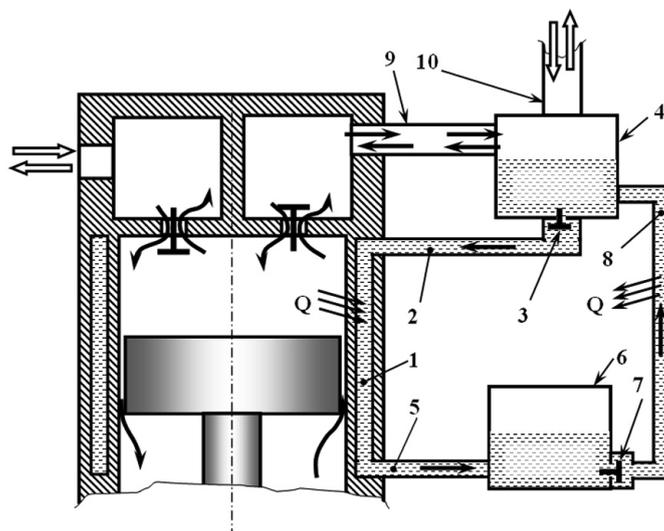


Рис. 1. Принципиальная схема поршневой ГЭМОД с жидкостным охлаждением на основе использования колебаний давления газа на нагнетании:  
1 — рубашка; 2, 5, 8 — жидкостный трубопровод; 3, 7 — обратный клапан;  
4, 6 — ресивер; 9, 10 — газовый трубопровод

устанавливается два самодействующих жидкостных клапана (рис. 1).

Диаметр выходного отверстия 10 (рис. 1), через которое газ подается к потребителю, является одним из основных параметров, оказывающих существенное влияние на работу насосной секции ПГЭМОД.

В связи с этим необходима оценка влияния диаметра выходного отверстия на рабочие процессы насосной секции и компрессорной секции ПГЭМОД.

Данную оценку будем проводить на основе зависимостей рабочих характеристик поршневой ГЭМОД от диаметра выходного отверстия, построенных в результате моделирования рабочих процессов, протекающих в полостях контрольных объемов исследуемой машины [5].

Следует отметить, что процессы рабочей полости и газовых полостей ресиверов 4 и 6, а также полости нагнетания рассчитывались с применением фундаментальных законов сохранения энергии тела переменной и постоянной массы, законов сохранения массы и движения и уравнения состояния газа [6]. Для газовой полости ресивера 4, в котором расположено выходное отверстие, система основных уравнений, описывающих рабочие процессы, имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} dU = dQ - p \cdot dV + \sum_{j=1}^{n1} i_{pi} \cdot dM_{pi} - \sum_{j=1}^{n2} i_{oi} \cdot dM_{oi} \\ dM = \sum_{j=1}^{n1} dM_{pi} - \sum_{j=1}^{n2} dM_{oi} \\ V = f(\tau) \\ p = (k-1) \frac{U}{V} \\ T = \frac{pV}{RM} \end{array} \right. \quad (1)$$

где  $Q$ ,  $U$  — количество теплоты и внутренняя энергия газа;  $p$ ,  $T$ ,  $V$ ,  $M$  — текущие давление, температура,

объем и масса газа в полости ресивера 4;  $i_{pi}$ ,  $i_{oi}$  — удельная энтальпия отделяемой  $dM_{oi}$  и присоединяемой  $dM_{pi}$  массы газа;  $R$ ,  $k$  — газовая постоянная и показатель адиабаты;  $n1$ ,  $n2$  — число источников, через который газ натекает в полость ресивера 4 и вытекает из него соответственно;  $\tau$  — время.

Моделирование течения газа в соединительном трубопроводе 9 основывается на системе дифференциальных уравнений неразрывности, движения и энергии, записанных в частных производных [7].

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \text{div}(\rho u_x) = 0 \\ \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial \tau} + \text{div}(\rho u_x \cdot u_x) + \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \\ \frac{\partial(\rho E)}{\partial \tau} + \text{div}(\rho u_x E) + \text{div}(\rho u_x) = 0 \\ \rho = \frac{p}{RT} \end{array} \right. \quad (2)$$

где  $E = u + \frac{u_x^2}{2}$  — полная удельная энергия газа;  $u = c_v T$  — удельная внутренняя энергия газа;  $u_x$  — проекция вектора скорости на ось  $ox$ , совпадающая с осью трубопровода;  $c_v$  — удельная изохорная теплоемкость;  $T$ ,  $\rho$  — температура и плотность газа.

Течение жидкости в жидкостных трубопроводах 2, 5 и 8, а также в ресиверах 4 и 6 рассчитывалось на основе уравнений Эйлера для вязкой жидкости [8, 9].

Следует отметить, что адекватность математической модели подтверждена экспериментально [10].

Значения геометрических параметров ПГЭМОД, используемых при проведении настоящего анализа, приведены в работе [10].

С увеличением диаметра выходного отверстия уменьшается частота и амплитуда колебаний газа в полости нагнетания и меняется форма индикаторной диаграммы (рис. 2а и 2б). Сравнивая зависимости мгновенного давления в полостях ресиверов 4 и 6 от угла поворота коленчатого вала

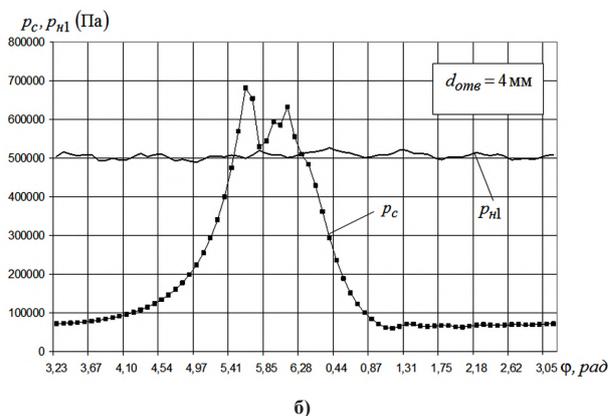
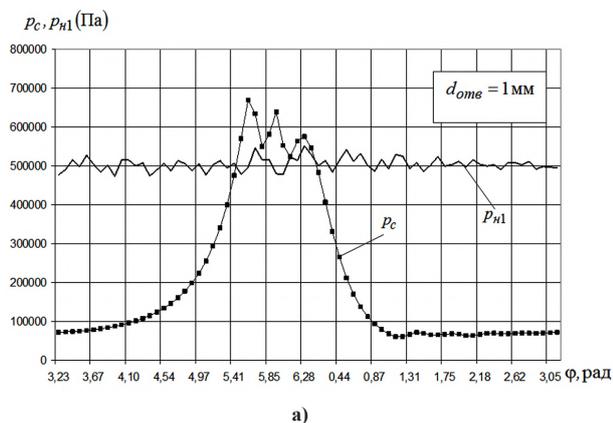


Рис. 2. Зависимость мгновенного давления в рабочей полости и полости нагнетания ПГЭМОД от угла поворота коленчатого вала

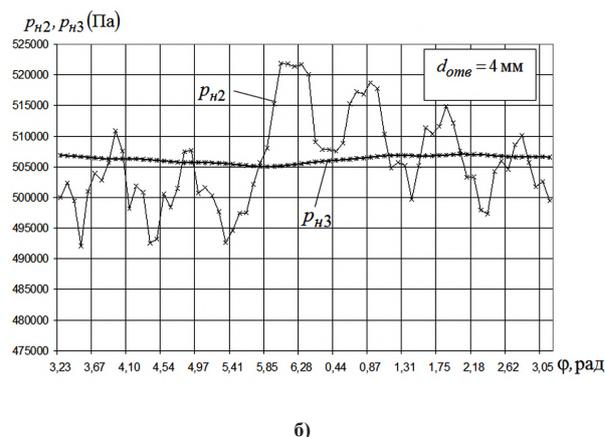
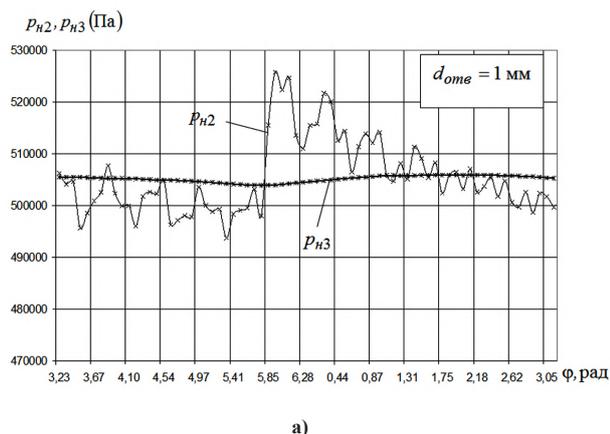


Рис. 3. Зависимости мгновенных давлений в ресивере 4 и ресивере 6 от угла поворота коленчатого вала

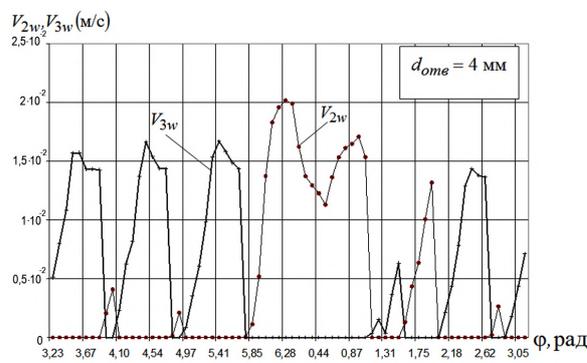
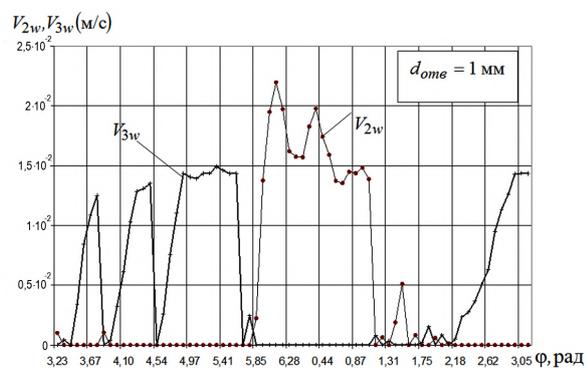


Рис. 4. Зависимость мгновенных скоростей  $V_{2w}$  и  $V_{3w}$  в ресиверах 4 и 6 от угла поворота коленчатого вала

Рис. 5. Зависимость мгновенных скоростей  $V_{2w}$  и  $V_{3w}$  в ресиверах 4 и 6 от угла поворота коленчатого вала

при разных значениях  $d_{омв}$  можно сделать следующие выводы:

1. При малых значениях  $d_{омв}$  ( $d_{омв} = 1$  мм) наблюдается четко выраженная зона превышения давления  $p_{н2}$  над  $p_{н3}$  от угла поворота коленчатого вала  $\varphi_1 = 5,85$  до  $\varphi_2 = 1,13$  (рис. 3а). Затем небольшая переходная зона  $1,13 < \varphi < 1,92$ , на которой наблюдается знакопеременная разница между  $p_{н2}$  и  $p_{н3}$  и затем зона устойчивого превышения давления  $p_{н3}$  над  $p_{н2}$  при  $2,18 \leq \varphi \leq 5,85$ . Этой картине изменения полностью соответствуют зависимости изменения мгновенных скоростей  $V_{2w}$  и  $V_{3w}$  по углу поворота коленчатого вала, представленные на рис. 4. На углу

поворота  $5,85 < \varphi < 1,13$  мы наблюдаем наличие скорости  $V_{2w}$ , причем максимальное ее значение превышает значение  $2 \cdot 10^{-2}$  м/с. В переходной области значения скоростей  $V_{2w}$  и  $V_{3w}$  близко к нулю. В области значений  $2,18 < \varphi < 5,85$  мы наблюдаем наличие скорости  $V_{3w}$  с максимальным значением до  $1,5 \cdot 10^{-2}$  м/с и отсутствие скорости  $V_{2w}$ .

2. При больших значениях  $d_{омв}$  ( $d_{омв} = 4$  мм) мы наблюдаем область устойчивого превышения давления  $p_{н2}$  над  $p_{н3}$  при  $5,85 < \varphi < 1,13$  (рис. 3б), а на остальном угле поворота коленчатого вала знакопеременную величину  $(p_{н2} - p_{н3})$  с постепенным уменьшением давления  $p_{н2}$  и увеличением давле-

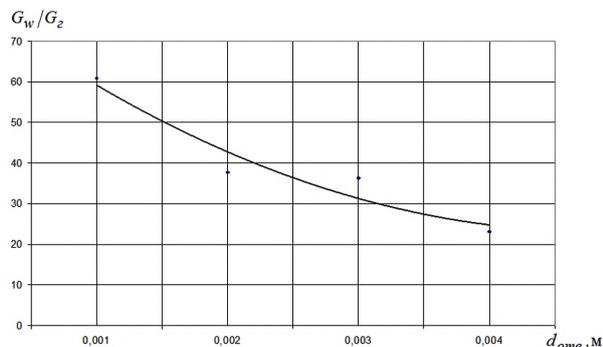


Рис. 6. Зависимость относительного расхода охлаждающей жидкости  $G_w/G_r$  от диаметра выходного отверстия

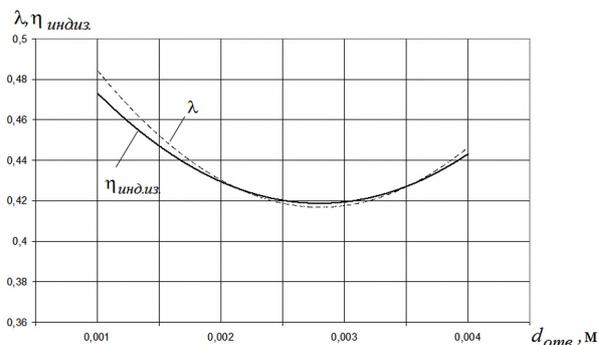
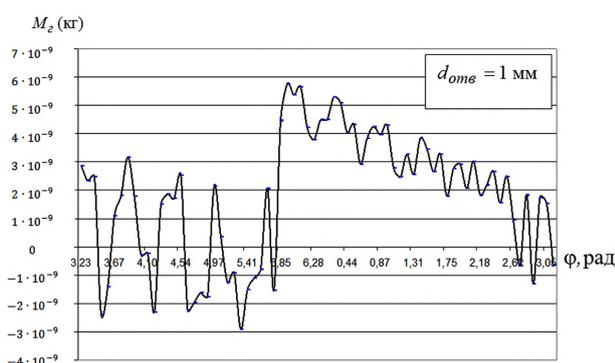
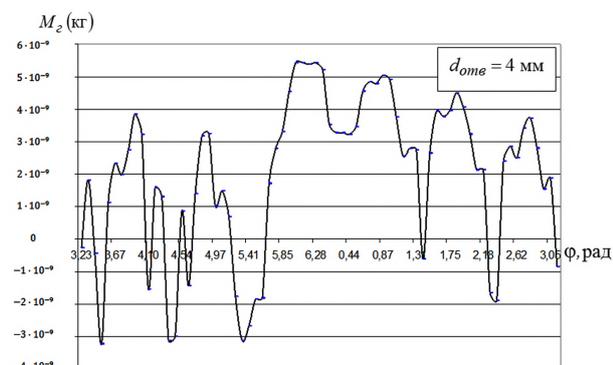


Рис. 8. Зависимость коэффициента подачи и индикаторного изотермического КПД от диаметра выходного отверстия



а)



б)

Рис. 7. Зависимость мгновенной подачи газа к потребителю от угла поворота коленчатого вала

ния  $p_{н3}$ . Аналогично изменению давлений  $p_{н2}$  и  $p_{н3}$  изменяются значения мгновенных скоростей  $V_{2w}$  и  $V_{3w}$  (рис. 5). В области  $5,85 < \varphi < 1,13$  значение скорости  $V_{3w} = 0$ , а значение скорости  $V_{2w}$  достигает максимального значения  $2 \cdot 10^{-2}$  м/с. Максимальное значение скорости  $V_{2w}$  при  $d_{omb} = 4$  мм меньше максимальной скорости  $V_{2w}$  при  $d_{omb} = 1$  мм. На остальном угле поворота коленчатого вала мы наблюдаем постепенное уменьшение амплитуды и длительности скорости  $V_{2w}$  и увеличение амплитуды и длительности скорости  $V_{3w}$ . Максимальное значение скорости  $V_{3w}$  при  $d_{omb} = 4$  мм превышает максимальное значение скорости  $V_{3w}$  при  $d_{omb} = 1$  мм.

В целом с увеличением диаметра выходного отверстия уменьшаются значения средних скоростей

$V_{2wcp}$  и  $V_{3wcp}$ , а также расход охлаждающей жидкости. Уменьшение расхода охлаждающей жидкости приводит к уменьшению относительного расхода охлаждающей жидкости (рис. 6)  $G_w/G_r$ . При уменьшении  $d_{omb}$  увеличиваются колебания давления в ресивере 6 и возрастает неравномерность подачи газа к потребителю (рис. 7а и 7б).

Сложные колебательные процессы, происходят в нагнетательной линии компрессорной секции ПГЭМОД при уменьшении диаметра выходного отверстия. Первоначально, при увеличении  $d_{omb}$  происходит уменьшение  $\lambda$  и  $\eta_{инд.из}$ , а затем их увеличение (рис. 8).

Необходимо отметить, что при увеличении  $d_{omb}$  наблюдается незначительное увеличение относительных потерь работы в процессе всасывания и нагнетания.

#### Библиографический список

1. Щерба В. Е. Насос-компрессоры. Рабочие процессы и основы проектирования. М.: Машиностроение, 2013. 388 с.
2. Пат. 2578748 Российская Федерация, МПК F 04 В 39/06. Поршневой компрессор с автономным жидкостным охлаждением / Болштянский А. П., Щерба В. Е., Кайгородов С. Ю., Кузеева Д. А.; заявитель и патентообладатель Омский гос. техн. ун-т. № 2015105837/06; заявл. 19.02.15; опубл. 27.03.16, Бюл. № 9.
3. Берман Я. А. Системы охлаждения компрессорных установок. Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1984. 288 с.
4. Горбушкин Ю. В., Горшенин А. С. Системы охлаждения компрессорных установок. Самара: Изд-во СамГТУ, 2008. 16 с.
5. Лобов И. Э. Разработка и расчет системы жидкостного охлаждения поршневого компрессора на основе использования колебаний давления газа на нагнетании // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2016. № 4. С. 19–25.
6. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчет. М.: Колос, 2000. 456 с. ISBN 5-10-003525-0.
7. Фотин Б. С. [и др.] Поршневые компрессоры / под общ. ред. Б. С. Фотина. Л.: Машиностроение, 1987. 372 с.
8. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. М.: Машиностроение, 1974. 606 с.
9. Альтшуль А. Д., Киселев П. Г. Гидравлика и аэродинамика. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Стройиздат, 1975. 326 с.
10. Лобов И. Э. Разработка и экспериментальное исследование системы охлаждения поршневого компрессора, основанной на колебательных явлениях газа в линии нагнетания // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. 2015. № 3 (143). С. 159–163.

**СУРИКОВ Валерий Иванович**, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры

«Физика» Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

**ВЕДРУЧЕНКО Виктор Родионович**, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Теплоэнергетика» Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС).

**ГАЛДИН Николай Семенович**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Подъемно-транспортные, тяговые машины и гидропривод» Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета (СибАДИ).

**ЩЕРБАКОВ Виталий Сергеевич**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Автоматизация производственных процессов и электротехника» СибАДИ.

**ЛОБОВ Игорь Эдуардович**, кандидат технических наук, генеральный директор АО «Омсктрансмаш».

Адрес для переписки: grigorev.84@list.ru

**ЩЕРБА Виктор Евгеньевич**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Гидромеханика и транспортные машины» ОмГТУ.

Адрес для переписки: Scherba\_V\_E@list.ru

**ГРИГОРЬЕВ Александр Валерьевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» ОмГТУ.

Адрес для переписки: grigorev.84@list.ru

Статья поступила в редакцию 03.04.2017 г.

© В. И. Суриков, В. Р. Ведрученко, Н. С. Галдин,

В. С. Щербаков, И. Э. Лобов, В. Е. Щерба, А. В. Григорьев

УДК 621:629.013:629.3.027

**В. Н. ТАРАСОВ  
И. В. БОЯРКИНА**

Сибирский государственный  
автомобильно-дорожный университет,  
г. Омск

## ТЕОРИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ ПНЕВМОКОЛЕС НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

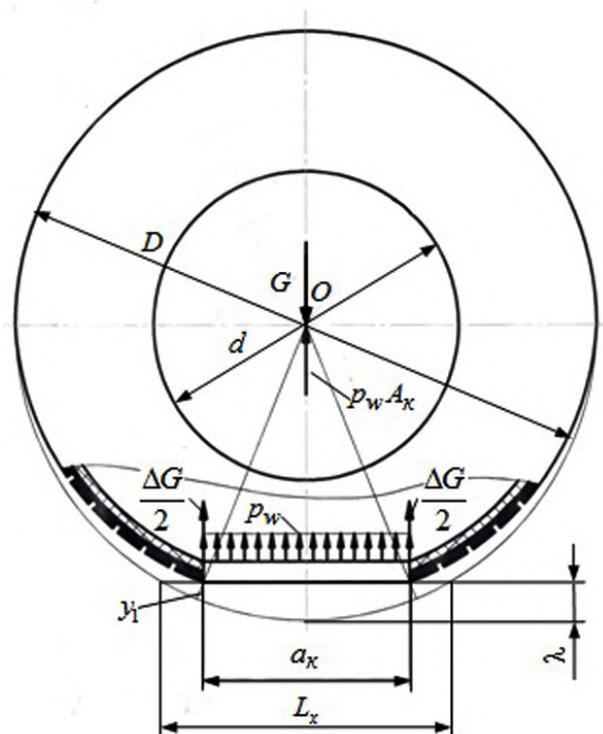
В статье рассматриваются особенности новой теории грузоподъемности пневмоколес для наземных транспортных средств в строительных и других областях. Разработаны новые положения и получены новые результаты теории грузоподъемности пневмоколес, основанной на применении метода отсечения контакта от оболочки шины замкнутой поверхностью, нормальной к опорной плоскости. Особенность разработанной теории заключается в использовании закона Паскаля для оценки роли сжатого воздуха внутри шины. Новые результаты являются обобщением большого числа опубликованных данных для параметров пневмошин, выпускаемых отечественной промышленностью и зарубежными фирмами. Использование метода отсечения контакта шины от каркаса является новым в российской и зарубежной практике. Используется новое понятие, предложенное авторами статьи, — подъемная сила контакта и установлена ее связь с грузоподъемностью для выпускаемых промышленностью пневмоколес. Рассмотрены общепринятые критерии подобия пневмоколес, на основе которых получены новые критерии и условия подобия шин. Установлена зависимость грузоподъемности пневмоколеса от площади контакта шины для статистического ряда пневмоколес разных размеров и грузоподъемностей. Получена новая зависимость грузоподъемности от сочетания геометрических параметров пневмоколес, зависимость грузоподъемности от подъемной силы контакта шины. Достоверность полученных результатов характеризуется уравнениями регрессии этих параметров с коэффициентом корреляции  $R^2=0,92-0,99$ . Предложенная теория позволяет повысить надежность выбора параметров и работоспособность проектируемых колес.

**Ключевые слова:** грузоподъемность, пневматическая шина, метод сечений, площадь контакта, среднее давление.

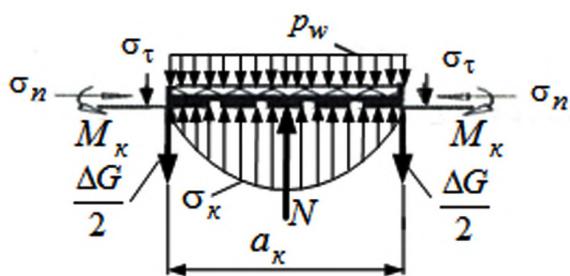
Пневмоколесо является достаточно сложным механизмом, выполняющим специфические функции при использовании его в качестве ходового механизма для наземных транспортных средств [1]. Главным параметром пневмоколеса являются площадь контакта пневматической шины и среднее удельное давление в контакте. При проектировании

пневмоколеса или при выборе типа и размера колеса с целью использования в первую очередь необходимо оценить условия его работы, т.е. характер опорной поверхности и ряд других факторов.

При работе на твердой поверхности используют пневмошины высокого давления (до 0,8 МПа), что позволяет уменьшить габаритные размеры



а)



б)

Рис. 1. Оболочка шины с отсеченным контактом: а) равновесие оболочки; б) равновесие контакта

и реализовать высокие средние удельные давления в контакте с опорной поверхностью. Для работы в условиях бездорожья на слабой грунтовой поверхности используют колеса с малым средним удельным давлением в контакте, что при большой грузоподъемности колеса приводит к необходимости использовать пневмоколеса большого диаметра с соответствующей площадью опорной поверхности.

Уникальные свойства пневмоколеса с пневматической шиной в настоящее время изучены недостаточно, не полностью раскрыты физические процессы, происходящие при работе пневмшины, не в полной мере установлена связь общих геометрических параметров. Стремление к увеличению площади опорной поверхности пневмоколеса в условиях бездорожья и ограниченной прочности опорной поверхности приводит к необходимости увеличивать габариты шины и снижать давление воздуха в шине [2, 3]. Указанные факторы получили недостаточное развитие в традиционных подходах и методах расчета [4–6].

Изготовление пневмоколес осуществляют из уникальных дорогостоящих материалов, однако,

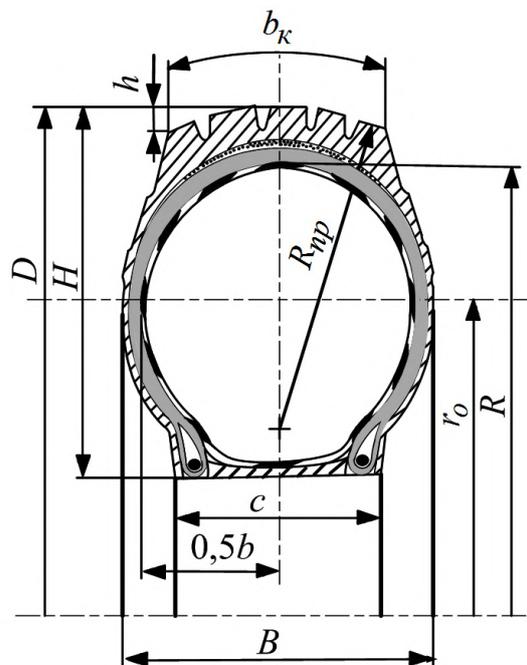


Рис. 2. Основные геометрические параметры шины

благодаря рациональной пустотелой конструкции, заполненной сжатым воздухом, пневмоколеса обладают высокой прочностью, уникальными грузоподъемными и скоростными качествами, востребованы в технике, обеспечивают высокую эффективность в эксплуатации.

Пневмоколесо на рис. 1 можно рассматривать как грузонесущий механизм, воспринимающий нагрузку  $G$  на оси колеса площадью контактной поверхности при помощи сжатого воздуха. Метод отсечения контакта от оболочки шины впервые предложен в работах [7, 8]. Введено новое понятие — подъемная сила пневмоколеса [7–9].

По третьему закону Ньютона о равенстве действия и противодействия равноценными являются следующие параметры: подъемная сила отсеченного контакта и подъемная сила оболочки пневмшины.

На рис. 1 показано равновесие оболочки шины с отсеченным контактом и равновесие контакта пневмшины.

Уравнение грузоподъемности пневмоколеса имеет вид [7–12]

$$G = p_w A_k \pm \Delta G, \quad (1)$$

где  $A_k$  — площадь контакта шины с опорной поверхностью;  $p_w$  — давление воздуха в шине;  $\Delta G$  — вертикальная нагрузка, воспринимаемая каркасом шины.

Знак плюс в уравнении (1) соответствует дополнительной вертикальной нагрузке, воспринимаемой каркасом шины. Знак минус соответствует случаю, когда подъемная сила, т.е. произведение  $A_k p_w$  больше нагрузки на оси колеса.

Грузоподъемность шины  $G$  — это нагрузка на оси колеса, при которой обеспечивается заданный пробег шины с заданной скоростью движения. Для каждой шины производитель устанавливает индекс нагрузки и соответствующее ему значение нагрузки на оси колеса, а также символ скорости и максимальную скорость движения на соответствующих дорогах.

На рис. 2 показано сечение оболочки шины в верхнем свободном положении, нагруженное внутренним давлением. Торообразное сечение шины имеет равновесное состояние.

Протектор шины в свободном состоянии имеет внешний радиус кривизны  $R_{np}$  в поперечном сечении.

По рис. 2 можно установить, что при достаточно большой кривизне протектора радиусом  $R_{np}$  внешняя поверхность протектора, имеющая ширину  $b_k$  при входе в контакт укладывается на опорную плоскость, совершая нормальный прогиб, измеримый с размером  $h$  (см. рис. 2). При укладке протектора на плоскость контакта увеличивается ширина площади контакта  $b_k$ . При дальнейшем прогибе шины после укладки протектора на опорную плоскость при движении колеса происходит прогиб за счет изгиба боковин профиля покрышки и происходит увеличение длины контакта  $a_k$ .

На рис. 3 показана площадь контакта шины при нагрузке, значительно превышающей номинальную грузоподъемность, когда длина контакта значительно больше ширины  $a_k > b_k$ .

Авторами статьи предложена формула для определения площади контакта [9–11]

$$A_k = (a_k - b_k)b_k + \frac{\pi b_k^2}{4} \quad (2)$$

Формула (2) работает при условии  $a_k \geq b_k$ . При нарушении этого условия используется другая формула

$$A_k = \frac{\pi a_k^2}{4} \quad (3)$$

По рис. 1 можно установить, что длина контакта шины  $a_k$  значительно меньше длины хорды  $L_x$  наружной окружности шины. Рассмотренный сложный процесс формирования площади контакта может быть описан аналитически.

В работах [7, 8] впервые введено понятие — коэффициент начального прогиба пневмошины

$$K = y_1/\lambda, \quad (4)$$

где  $y_1$  — начальный радиальный прогиб элементов протектора шины в момент входа в контакт;  $\lambda$  — нормальный прогиб каркаса пневмошины.

Исследованиями установлено, что коэффициент  $K$  зависит от давления воздуха внутри шины, от конструкции шины и изменяется в пределах  $K=0,45-0,5$ .

Используя коэффициент  $K$ , можно определить угол контакта пневмошины по формуле

$$\alpha_1 = \arccos \frac{\frac{r_H}{\lambda} - 1}{\frac{r_H}{\lambda} - K}, \quad (5)$$

где  $r_H$  — наружный радиус пневмошины,  $r_H = 0,5D$ .

Длину контакта пневмошины в статике можно вычислить по формуле

$$a_k = 2(r_H - K\lambda)\sin\alpha. \quad (6)$$

Если обратиться снова к рис. 2, то можно отметить, что, благодаря кривизне протектора в попе-

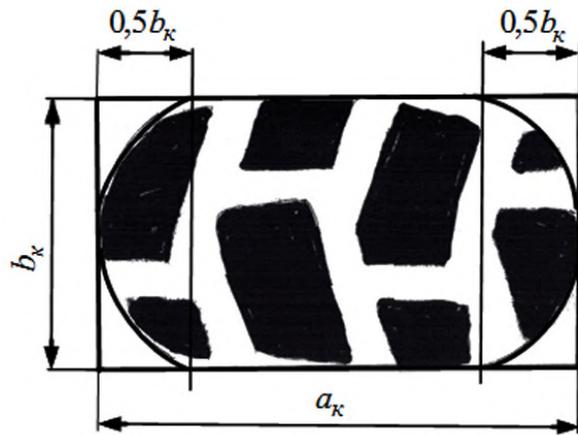


Рис. 3. Отпечаток площади контакта физической модели пневмоколеса 120x90-10

речной плоскости, радиусом  $R_{np}$  возможно изменение ширины контакта при малых прогибах шины  $\lambda$ .

Исследования показали, что при номинальной нагрузке  $G$  и номинальном давлении  $p_w$  ширина контакта  $b_k$  и длина контакта  $a_k$  являются примерно одинаковыми величинами.

Если для шины в свободном состоянии поперечный профиль протектора выполнить цилиндрическим, т.е. с радиусом кривизны, равным бесконечности  $R_{np} = \infty$ , вследствие невозможности изменения ширины контакта при снижении нагрузки резко увеличивается износ протектора шины. Физический процесс прогиба шины при входе элементов шины в контакт происходит за счет прогиба при укладке протектора на плоскость и за счет изгиба боковин шины в зоне полюсов тора с радиусом  $r_0$ .

Выполнены исследования пневмошин разного размера и грузоподъемности по данным, опубликованным в ГОСТ 8430-2003 [1].

На рис. 4 представлена диаграмма зависимостей параметра грузоподъемности  $G$  от параметра площадь контакта пневмошин  $A_k$ .

Средние удельные давления в контакте  $\sigma$  определяются по формуле

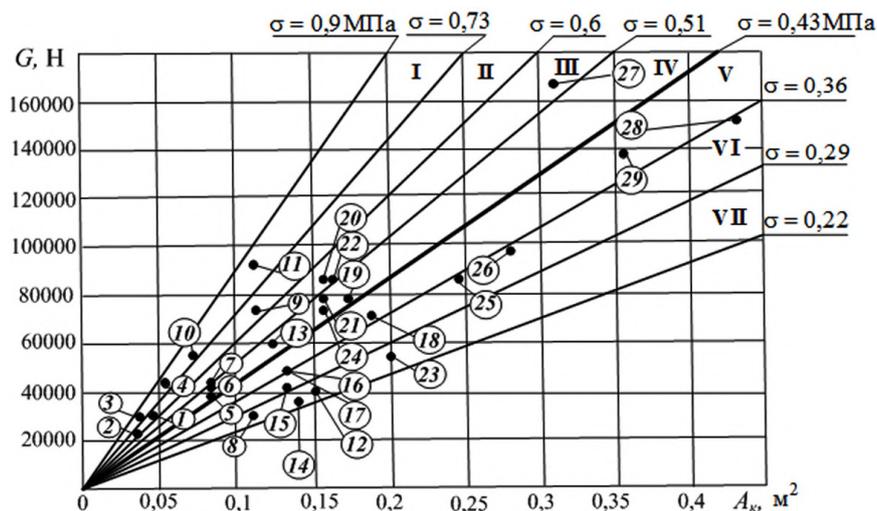
$$\sigma = \frac{G}{A_k} \quad (7)$$

Поэтому лучи на диаграмме физически определяют геометрическое место конкретных значений средних удельных давлений  $\sigma$ .

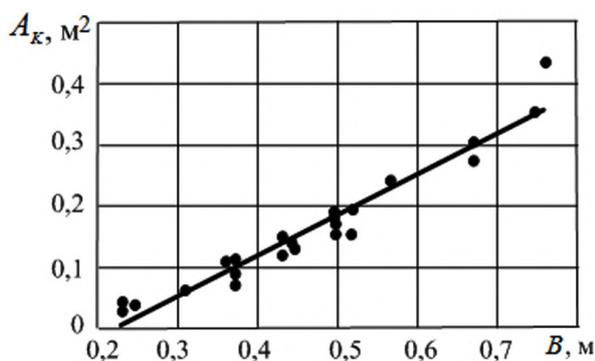
Площадь графика  $G = f(A_k)$  разделена на секторы I–VII, в которых средние удельные давления в контакте между лучами для разных шин имеют ограниченный диапазон изменения. Увеличение параметров  $G$  и  $A_k$  соответствует увеличению геометрических параметров шины.

Диаграмма (рис. 4) позволяет выбрать грузоподъемность  $G$ , соответствующую заданному удельному давлению, определить тип и размеры пневмошины. Под диаграммой указаны тип шины и давление воздуха в шине  $p_w$ .

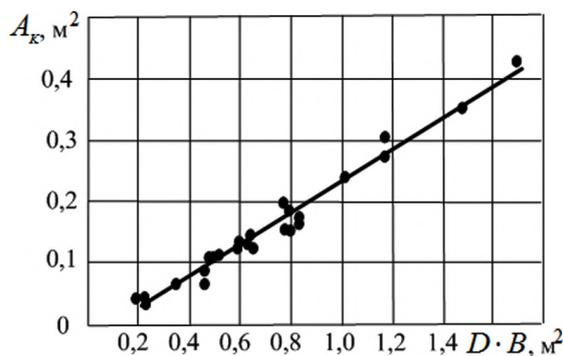
В настоящее время отсутствуют методы определения геометрических размеров пневмошины при определении грузоподъемности и долговечности шин. Однако разработаны нормы и требования, которым удовлетворяют пневмошины.

Рис. 4. Зависимость грузоподъемности колеса  $G$  от площади контакта  $A_k$ :

- |   |  |
|---|--|
| 1 — тип шины 8.25-15, $p_w = 0,7$ МПа;    | 2 — тип шины 8.20-20, $p_w = 0,675$ МПа;   |
| 3 — тип шины 9.00-15, $p_w = 0,825$ МПа;  | 4 — тип шины 12.00-20, $p_w = 0,75$ МПа;   |
| 5 — тип шины 14.00-20, $p_w = 0,425$ МПа; | 6 — тип шины 14.00-20, $p_w = 0,5$ МПа;    |
| 7 — тип шины 14.00-20, $p_w = 0,525$ МПа; | 8 — тип шины 14.00-20, $p_w = 0,25$ МПа;   |
| 9 — тип шины 14.00-20, $p_w = 0,7$ МПа;   | 10 — тип шины 14.00-20, $p_w = 0,75$ МПа;  |
| 11 — тип шины 14.00-24, $p_w = 0,85$ МПа; | 12 — тип шины 16.00-24, $p_w = 0,25$ МПа;  |
| 13 — тип шины 16.00-25, $p_w = 0,5$ МПа;  | 14 — тип шины 17.5-25, $p_w = 0,225$ МПа;  |
| 15 — тип шины 17.5-25, $p_w = 0,3$ МПа;   | 16 — тип шины 17.5-25, $p_w = 0,4$ МПа;    |
| 17 — тип шины 17.5-25, $p_w = 0,4$ МПа;   | 18 — тип шины 18.00-24, $p_w = 0,425$ МПа; |
| 19 — тип шины 18.00-25, $p_w = 0,5$ МПа;  | 20 — тип шины 18.00-25, $p_w = 0,575$ МПа; |
| 21 — тип шины 18.00-25, $p_w = 0,5$ МПа;  | 22 — тип шины 18.00-25, $p_w = 0,575$ МПа; |
| 23 — тип шины 20.5-25, $p_w = 0,275$ МПа; | 24 — тип шины 20.5-25, $p_w = 0,475$ МПа;  |
| 25 — тип шины 21.00-28, $p_w = 0,35$ МПа; | 26 — тип шины 26.5-25, $p_w = 0,35$ МПа;   |
| 27 — тип шины 26.5-25, $p_w = 0,55$ МПа;  | 28 — тип шины 27.00-33, $p_w = 0,35$ МПа;  |
| 29 — тип шины 29.5-29, $p_w = 0,4$ МПа.   |  |



а)



б)

Рис. 5. Зависимости площади контакта пневмшины  $A_k$ :а) от ширины профиля  $B$ ; б) от произведения ширины профиля  $B$  и диаметра  $D$ 

В. Л. Бидерман [4] предложил следующие безразмерные параметры, характеризующие работу пневмшины и материалов, из которых она изготовлена

$$\frac{H}{B}; \frac{D}{B}; \frac{c}{B}; \frac{\Delta}{B}; \frac{\lambda}{B}; \beta_k \text{ и др.}, \quad (8)$$

где  $c$  — ширина посадочного диска;  $\Delta$  — толщина материала в боковинах;  $\beta_k$  — угол наклона нитей корда.

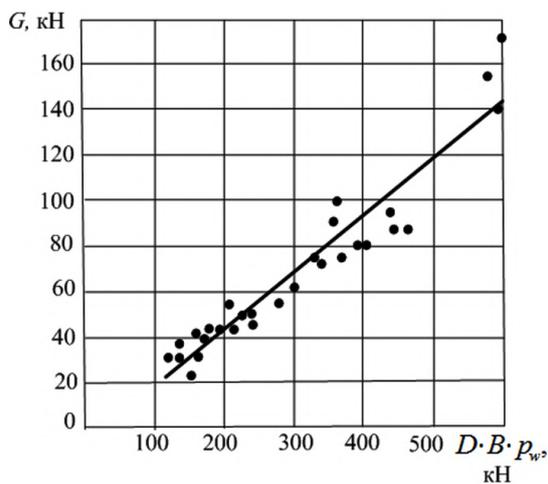
В данной статье рассматривается связь общих параметров пневмшины, которая справедлива для пневмоколес общего назначения, любой кон-

струкции, поэтому из перечня (8) исключены параметры, характеризующие резину и нити корда. В перечне параметров (8) не учитывается диаметр  $d$  посадочного диска.

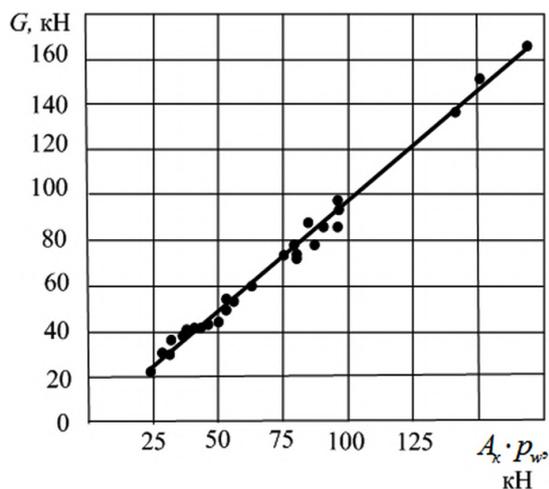
Рассмотрены пневмшины с разными геометрическими параметрами, для которых весьма затруднительно соблюсти строгие требования геометрического подобия пневмошин.

На рис. 5а установлена зависимость площади контакта  $A_k$  от ширины профиля  $B$ , которая описывается уравнением регрессии первого порядка с коэффициентом корреляции  $R^2 = 0,9373$

$$A_k = 0,6611 \cdot B - 0,1478. \quad (9)$$



а)



б)

Рис. 6. Зависимости грузоподъемности  $G$  колеса: а) от произведения наружного диаметра  $D$ , ширины профиля  $B$  и давления воздуха  $p_w$ ; б) от произведения площади контакта  $A_k$  и давления воздуха  $p_w$  в шине

На рис. 5б показана зависимость площади контакта  $A_k$  от произведения  $D \cdot B$  — наружного диаметра шины и ширины профиля, которая описывается уравнением регрессии первого порядка с высоким коэффициентом корреляции  $R^2 = 0,974$

$$A_k = 0,2599 \cdot D \cdot B - 0,0269. \quad (10)$$

Следовательно, полученная зависимость (10) является более точной и рекомендуется для практического использования.

На рис. 6а показана зависимость грузоподъемности пневмошины  $G$  от произведения  $D \cdot B \cdot p_w$  — наружного диаметра пневмошины, ширины профиля шины и давления воздуха в шине.

Указанная зависимость (см. рис. 6а) описывается уравнением регрессии первого порядка с коэффициентом корреляции  $R^2 = 0,9184$

$$G = 0,2463 \cdot D \cdot B \cdot p_w - 7,5219. \quad (11)$$

На рис. 6б показана зависимость грузоподъемности  $G$  колеса от подъемной силы контакта  $A_k p_w$ . Для рассмотренного ряда пневмошин зависимость  $G = f(A_k p_w)$  является линейной, описывается уравнением регрессии первого порядка с коэффициентом корреляции  $R^2 = 0,9903$

$$G = 0,9765 \cdot A_k \cdot p_w - 0,112. \quad (12)$$

**Вывод.** Новое направление исследований пневмоколес связано с исследованием площади контакта шины методом отсечения контакта шины от оболочки. Установлена зависимость грузоподъемности пневмоколеса от подъемной силы контакта. Получены уравнения регрессии первого порядка: зависимость площади контакта  $A_k$  от произведения параметров  $D \cdot B$  и зависимость грузоподъемности  $G$  пневмоколеса от произведения параметров  $D \cdot B \cdot p_w$  — диаметра шины, ширины профиля, давления воздуха в шине.

#### Библиографический список

1. ГОСТ 8430-2003. Шины пневматические для строительных, дорожных, подъемно-транспортных и рудничных ма-

шин. Введ. 2005-01-01. М.: ИПК Изд-во стандартов, 2004. 20 с.

2. Жулай В. А., Тюнин В. Л. Определение параметров области контакта пневмошины землеройно-транспортной техники с деформируемой опорной поверхностью // Строительные и дорожные машины. 2015. № 8. С. 51–55. ISSN 0039-2391.

3. Мазур В. В. Способы повышения живучести и безопасности автомобильных шин // Системы. Методы. Технологии. 2009. № 1. С. 41–45.

4. Бидерман В. Л. Автомобильные шины (конструкция, расчет, испытания, эксплуатация). М.: Госхимиздат, 1963. 384 с.

5. Кнороз В. И. [и др.]. Работа автомобильной шины. Транспорт, 1976. 238 с.

6. Ульянов Н. А. Теория самоходных колесных землеройно-транспортных машин. М.: Машиностроение, 1969. 520 с.

7. Тарасов В. Н. Теоретический радиус качения эластичного колеса // Автомобильная промышленность. 1965. № 1. С. 5–6.

8. Тарасов В. Н. Грузоподъемность шины с жидким балластом // Тракторы и сельхозмашины. 1965. № 8. С. 35–38.

9. Бояркина И. В. Технологическая механика одноковшовых фронтальных погрузчиков: моногр. Омск: СибАДИ, 2011. 336 с.

10. Тарасов В. Н., Бояркина И. В., Дегтярь В. В. Физическое и математическое моделирование грузоподъемности пневмоколес // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. 2015. № 1 (137). С. 222–226.

11. Тарасов В. Н., Бояркина И. В., Дегтярь В. В. Метод расчета грузоподъемности пневмоколеса и прочности каркаса автошины транспортного средства // Строительные и дорожные машины. 2015. № 5. С. 47–51.

12. Тарасов В. Н., Бояркина И. В., Коваленко М. В., Федорченко Н. П., Фисенко Н. И. Теоретическая механика. 3-е изд. М.: ТрансЛит. 2015. 560 с.

**ТАРАСОВ Владимир Никитич**, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Механика».

Адрес для переписки: tarasov\_vladimir07@mail.ru

**БОЯРКИНА Ирина Владимировна**, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Механика».

Адрес для переписки: iriboyarkina@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 28.03.2017 г.

© В. Н. Тарасов, И. В. Бояркина

## ВЫБОР РАСКИСЛИТЕЛЕЙ ПРИ ДУГОВОЙ СВАРКЕ МЕТАЛЛОВ С УЧЕТОМ ХИМИЧЕСКОГО СРОДСТВА ЭЛЕМЕНТОВ К КИСЛОРОДУ

Рассматриваются вопросы раскисления металла сварочной ванны различными химическими элементами при дуговой сварке плавлением. По изменению изобарно-изотермического потенциала  $\Delta G_T^0$  рассчитано сродство различных химических элементов к кислороду, и тем самым определены их раскислительные свойства при температуре сварочной ванны. Составлен ряд из химических элементов, характеризующих их возрастающую раскислительную способность. Результаты, полученные в ходе исследований, позволяют расширить область применения различных химических элементов в качестве раскислителей при дуговой сварке плавлением.

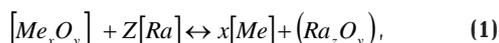
**Ключевые слова:** химические элементы, оксиды, сталь, изобарно-изотермический потенциал, сварочная ванна, раскислители.

При дуговой сварке в металле сварочной ванны может находиться значительное количество кислорода. Источником кислорода при этом служат реакции между металлом сварочной ванны и атмосферой (при недостаточной защите сварочной дуги), а также окислительно-восстановительные реакции между металлом и шлаком, образующимися в результате плавления флюсов или при разложении и плавлении компонентов электродных покрытий [1].

Поглощённый кислород может находиться в металле в виде твердого раствора в железе или в виде оксидов  $FeO$ , расположенных по границам зерен металла [2]. Наличие кислорода в стали снижает многие её механические свойства [3].

Для удаления из жидкого металла кислорода, находящегося в виде оксида  $FeO$ , применяют раскисление сварочной ванны. При этом используются химические элементы, которые при температуре процесса и соответствующей их концентрации обладают большим сродством к кислороду, чем элементы основы сплава и их легирующие составляющие [1].

Реакция раскисления в общем виде может быть представлена как [4]:



где  $[Ra]$  — элемент-раскислитель;  $[Me_xO_y]$  — оксид основы сплава  $Me$ ;  $(Ra_zO_y)$  — оксид раскислителя;  $[Me]$  — основа сплава.

Раскислители в результате взаимодействия с окисленным металлом, образуют либо газообразные продукты реакции, удаляемые в атмосферу, либо конденсированные (жидкие или твердые), удаляемые в шлак. Раскислителями, образующи-

ми газообразные продукты раскисления, считают углерод, водород; а раскислителями, образующими конденсированные продукты раскисления, — марганец, кремний, титан, алюминий. Исследован в качестве раскислителя оксид углерода  $CO$ .

Сведения о применении других химических элементов, таких как  $Ca$ ,  $Mg$ ,  $Mo$ ,  $Cr$ ,  $Zr$ ,  $V$ ,  $Nb$ ,  $B$ ,  $P$  и соединения  $CO$  в качестве раскислителей при сварке сталей, а также об их раскислительных свойствах в зависимости от температуры, отсутствуют.

Целью данной работы является исследование возможности применения вышеперечисленных элементов в качестве раскислителей при сварке сталей и изучение изменения их раскислительных свойств в зависимости от температуры.

Направление реакции (1) и тем самым возможность раскисления металла сварочной ванны каким-либо элементом [5] оценивали по изменению изобарно-изотермического потенциала:

$$\Delta G_T^0 = \Delta H_T^0 - T \cdot \Delta S_T^0, \quad (2)$$

где  $\Delta H_T^0, \Delta S_T^0$  — изменение энтальпии и энтропии реакции при температуре  $T$ ;

$$\Delta H_T^0 = \Delta H_{298}^0 + \int_{298}^T \Delta C_p^0 \cdot dT, \quad (3)$$

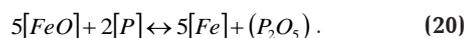
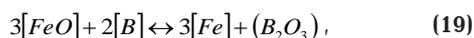
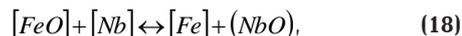
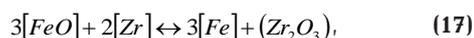
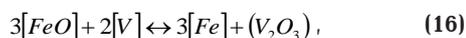
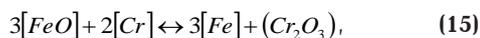
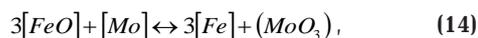
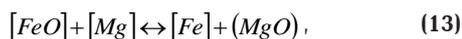
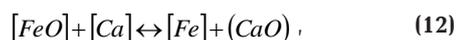
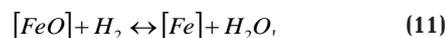
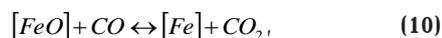
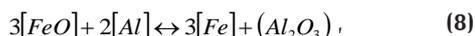
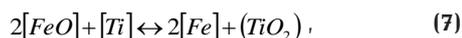
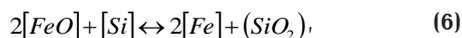
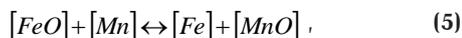
$$\Delta S_T^0 = \Delta S_{298}^0 + \int_{298}^T \frac{\Delta C_p^0}{T} \cdot dT, \quad (4)$$

где  $\Delta H_{298}^0, \Delta S_{298}^0$  — изменение энтальпии и энтропии химической реакции при стандартных условиях ( $p = 10133$  кПа,  $T = 298$  К);  $\Delta C_p^0$  — изменение

теплоемкости вещества, участвующих в реакции (1).

При  $\Delta G_T^0 < 0$  реакция (1) смещается вправо — в сторону раскисления металла химическим элементом сварочной ванны. При  $\Delta G_T^0 > 0$  реакция (1) идет влево, т.е. раскисление отсутствует [6].

Реакции раскисления металла сварочной ванны [7] рассмотренными выше элементами, согласно уравнению (1), записаны ниже:



Уравнение (2) для реакции (1), с учётом (3) и (4), можно записать в таком виде:

$$\begin{aligned} \Delta G_T^0 = & x \cdot \Delta H_{298[Me]}^0 + \Delta H_{298(Ra_zO_z)}^0 - \\ & - \Delta H_{298[Me_xO_y]}^0 - z \cdot \Delta H_{298[Ra]}^0 + \\ & + \int_{298}^T \left( x \cdot C_{p[Me]}^0 + C_{p(Ra_zO_z)}^0 - C_{p(Me_xO_y)}^0 - z \cdot C_{p[Ra]}^0 \right) dT - \\ & - T \cdot \left[ \left( x \cdot S_{298[Me]}^0 + S_{298(Ra_zO_z)}^0 - S_{298(Me_xO_y)}^0 - z \cdot S_{298[Ra]}^0 \right) + \right. \\ & \left. + \int_{298}^T \frac{\left( x \cdot C_{p[Me]}^0 + C_{p(Ra_zO_z)}^0 - C_{p(Me_xO_y)}^0 - z \cdot C_{p[Ra]}^0 \right)}{T} dT \right]. \quad (21) \end{aligned}$$

Значения  $\Delta H_{298}^0, \Delta S_{298}^0, C_p^0$  для реакции (5...20), расписанные согласно уравнению (21), приведены в табл. 1.

В качестве примера рассчитаем изменение изобарно-изотермического потенциала для реакции раскисления оксида железа FeO алюминием (уравнение 8). Согласно уравнению (21)  $\Delta G_T^0$  для него будет иметь вид:

$$\begin{aligned} \Delta G_T^0 = & 3 \cdot \Delta H_{298[Fe]}^0 + \Delta H_{298(Al_2O_3)}^0 - \\ & - 3 \cdot \Delta H_{298[FeO]}^0 - 2 \cdot \Delta H_{298[Al]}^0 + \\ & + \int_{298}^T \left( 3 \cdot C_{p[Fe]}^0 + C_{p(Al_2O_3)}^0 - 3 \cdot C_{p(FeO)}^0 - 2 \cdot C_{p[Al]}^0 \right) dT - \\ & - T \cdot \left[ \left( 3 \cdot S_{298[Fe]}^0 + S_{298(Al_2O_3)}^0 - 3 \cdot S_{298(FeO)}^0 - 2 \cdot S_{298[Al]}^0 \right) + \right. \\ & \left. + \int_{298}^T \frac{\left( 3 \cdot C_{p[Fe]}^0 + C_{p(Al_2O_3)}^0 - 3 \cdot C_{p(FeO)}^0 - 2 \cdot C_{p[Al]}^0 \right)}{T} dT \right]. \quad (22) \end{aligned}$$

Подставляя из табл. 1 [8, 9] значения  $\Delta H_{298}^0, \Delta S_{298}^0, C_p^0$  для указанных веществ в уравнение (22) и интегрируя [10] его, получим:

$$\begin{aligned} \Delta G_T^0 = & -829,38 + 0,03584 \cdot (T - 298) - \\ & - 2,946 \cdot 10^{-6} \cdot (T^2 - 298^2) + 24,73 \cdot 10^2 \cdot \left( \frac{1}{T} - \frac{1}{298} \right) - \\ & - T \cdot \left[ -0,08615 + 0,03584 \cdot (\ln T - \ln 298) - \right. \\ & \quad - 5,892 \cdot 10^{-6} \cdot (T - 298) + \\ & \quad \left. + 12,365 \cdot 10^2 \cdot \left( \frac{1}{T^2} - \frac{1}{298^2} \right) \right]. \quad (23) \end{aligned}$$

Температура сварочной ванны составляет 1800...2300 К [1]. Подставив в (23) значение  $T = 2000$  К, получим  $\Delta G_{2000}^0 = -703,84$  кДж/моль. Отрицательное значение  $\Delta G_{2000}^0$  означает, что реакция (8) смещается вправо, т.е. раскисление FeO алюминием имеет место (алюминий имеет большее сродство к кислороду, чем железо).

Производя аналогичные расчеты с остальными раскислителями, получаем уравнения, которые отличаются друг от друга только разными коэффициентами при температурах. Такие уравнения можно выразить одним общим уравнением, выражающим зависимость  $\Delta G_T^0$  от T.

$$\begin{aligned} \Delta G_T^0 = & A + B \cdot (T - 298) + \\ & + C \cdot 10^{-6} \cdot (T^2 - 298^2) + D \cdot \left( \frac{1}{T} - \frac{1}{298} \right) - \\ & - T \cdot \left[ A' + B' \cdot (\ln T - \ln 298) + \right. \\ & \left. + C' \cdot 10^{-6} \cdot (T - 298) + D' \cdot \left( \frac{1}{T^2} - \frac{1}{298^2} \right) \right], \quad (24) \end{aligned}$$

где A, B, C, D, A', B', C', D' — коэффициенты, различные для реакции (5...20). Значения этих коэффициентов приведены в табл. 2.

Расчет изобарно-изотермического потенциала для реакции (5...20), согласно уравнению (24), при температурах от 400 до 3000 К с интервалом 100 К проводили с помощью программы Mathcad.

Расчеты показали, что в большинстве реакций изобарно-изотермический потенциал  $\Delta G_T^0$  при всех рассмотренных температурах имеет отрицательное

Термодинамические свойства простых веществ и неорганических соединений

Вещество	$\Delta H_{298}^0$ , кДж/моль	$\Delta S_{298}^0$ , Дж/(моль·К)	$C_p = a + b \cdot T - c \cdot T^{-2}$ , Дж/(моль·К)
1	2	3	4
Mn	0	31,78	$C_p = 20,14 + 17,7 \cdot 10^{-3} \cdot T$
Si	0	18,71	$C_p = 24,03 + 2,587 \cdot 10^{-3} \cdot T - 4,23 \cdot 10^{-5} \cdot T^{-2}$
Ti	0	30,31	$C_p = 37,4 + 4,78 \cdot 10^{-3} \cdot T - 18,18 \cdot 10^{-5} \cdot T^{-2}$
Al	0	28,34	$C_p = 29,3$
C	0	5,69	$C_p = 11,2 + 10,95 \cdot 10^{-3} \cdot T - 4,88 \cdot 10^{-5} \cdot T^{-2}$
H <sub>2</sub>	0	130,6	$C_p = 27,6 + 2,863 \cdot 10^{-3} \cdot T$
Mg	0	32,53	$C_p = 25,65 + 5,506 \cdot 10^{-3} \cdot T - 2,805 \cdot 10^{-5} \cdot T^{-2}$
Ca	0	41,65	$C_p = 26,27 + 5,844 \cdot 10^{-3} \cdot T$
MnO	-385,18	60,28	$C_p = 46,48 + 8,12 \cdot 10^{-3} \cdot T - 3,68 \cdot 10^{-5} \cdot T^{-2}$
SiO <sub>2</sub>	-847,82	46,89	$C_p = 45,51 + 36,47 \cdot 10^{-3} \cdot T - 10,09 \cdot 10^{-5} \cdot T^{-2}$
TiO <sub>2</sub>	-941,61	50,28	$C_p = 49,59 + 31,62 \cdot 10^{-3} \cdot T$
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	-1670,91	51,02	$C_p = 114,6 + 12,9 \cdot 10^{-3} \cdot T - 34,3 \cdot 10^{-5} \cdot T^{-2}$
CO	-110,59	198,03	$C_p = 27,6 + 5,03 \cdot 10^{-3} \cdot T$
CO <sub>2</sub>	-393,77	213,78	$C_p = 43,1 + 11,05 \cdot 10^{-3} \cdot T - 8,177 \cdot 10^{-5} \cdot T^{-2}$
FeO	-280,51	54,00	$C_p = 52,9 + 6,264 \cdot 10^{-3} \cdot T - 3,19 \cdot 10^{-5} \cdot T^{-2}$
Fe	0	27,17	$C_p = 46,18$
H <sub>2</sub> O	-241,98	188,81	$C_p = 30,14 + 11,03 \cdot 10^{-3} \cdot T$
MgO	-602,22	26,79	$C_p = 45,13 + 4,978 \cdot 10^{-3} \cdot T - 8,67 \cdot 10^{-5} \cdot T^{-2}$
CaO	-635,97	39,77	$C_p = 49,56 + 3,2 \cdot 10^{-3} \cdot T - 6,87 \cdot 10^{-5} \cdot T^{-2}$
Cr	0	23,78	$C_p = 20,67 + 12,34 \cdot 10^{-3} \cdot T$
V	0	29,52	$C_p = 22,67 + 8,77 \cdot 10^{-3} \cdot T - 0,63 \cdot 10^{-5} \cdot T^{-2}$
P	0	44,38	$C_p = 23,05$
Zr	0	38,43	$C_p = 21,97 + 11,63 \cdot 10^{-3} \cdot T$
Nb	0	34,75	$C_p = 23,9 + 39,48 \cdot 10^{-3} \cdot T$
B	0	5,86	$C_p = 16,78 + 9,04 \cdot 10^{-3} \cdot T - 7,49 \cdot 10^{-5} \cdot T^{-2}$
Mo	0	28,59	$C_p = 24,35 + 48,2 \cdot 10^{-3} \cdot T - 15,54 \cdot 10^{-5} \cdot T^{-2}$
V <sub>2</sub> O <sub>5</sub>	-1256,04	98,72	$C_p = 122,8 + 19,91 \cdot 10^{-3} \cdot T - 22,67 \cdot 10^{-5} \cdot T^{-2}$
NbO	-406,12	50,24	$C_p = 40,19 + 18,42 \cdot 10^{-3} \cdot T$
B <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	-1264,4	54,05	$C_p = 36,53 + 106,32 \cdot 10^{-3} \cdot T - 5,48 \cdot 10^{-5} \cdot T^{-2}$
MoO <sub>3</sub>	-755,0	78,2	$C_p = 62,7 + 50,3 \cdot 10^{-3} \cdot T$
ZrO <sub>2</sub>	-1097,46	50,36	$C_p = 69,62 + 7,53 \cdot 10^{-3} \cdot T - 14,06 \cdot 10^{-5} \cdot T^{-2}$
P <sub>2</sub> O <sub>5</sub>	-1507,2	140,0	$C_p = 35,06 + 22,61 \cdot 10^{-3} \cdot T$
Cr <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	-1140,56	81,17	$C_p = 119,37 + 9,2 \cdot 10^{-3} \cdot T - 15,65 \cdot 10^{-5} \cdot T^{-2}$

значение, что свидетельствует о протекании реакций раскисления металла сварочной ванны рассмотренными элементами.

Для Mo  $\Delta G_T^0$  имеет положительное значение в данном интервале температур, что свидетельствует о смещении реакции влево, т.е. раскисление от-

сутствует. Раскислительные свойства фосфора присутствуют только до  $T = 900$  К, а водорода от  $T = 1600$  К.

Графические зависимости изобарно-изотермического потенциала от температуры представлены на рис. 1. Из него следует, что самым сильным раскислителем является алюминий. Его раскислитель-

Коэффициенты при обобщенном уравнении изобарно-изотермического потенциала

$\Delta G_T^0$	A	B	C	D	A'	B'	C'	D'
1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\Delta G_{T1}^0$	-104,67	0,0192	-7,922	49	0,00167	0,01962	-15,844	24,5
$\Delta G_{T2}^0$	-286,8	0,00804	10,677	-52	-0,02548	0,00804	21,355	-26,0
$\Delta G_{T3}^0$	-380,41	-0,00127	7,186	-2456	-0,03369	-0,00127	14,372	-1228
$\Delta G_{T4}^0$	-829,38	0,03584	-2,946	2473	-0,08615	0,03584	-5,892	1236,5
$\Delta G_{T5}^0$	169,92	0,00968	-6,092	-807	0,16551	0,00968	-12,184	-403,5
$\Delta G_{T6}^0$	-2,67	0,00878	-0,122 · 10 <sup>-6</sup>	498,7	-0,01108	0,00878	-0,244 · 10 <sup>-3</sup>	249,35
$\Delta G_{T7}^0$	38,53	-0,00418	-0,9515 · 10 <sup>-6</sup>	-319	0,03138	-0,00418	-0,1903 · 10 <sup>-5</sup>	-155,9
$\Delta G_{T8}^0$	-355,56	0,01657	-4,454	368	-0,02871	0,01657	-8,908	184
$\Delta G_{T9}^0$	-321,71	0,01276	-3,396	267,5	-0,03257	0,01276	-6,792	133,75
$\Delta G_{T0}^0$	86,33	0,01819	-8,496	-2411	-0,03088	0,01819	-16,992	-1205
$\Delta G_{T1}^0$	-299,03	0,05869	-17,136	608	0,04688	0,05869	-34,272	304
$\Delta G_{T2}^0$	-414,51	0,05738	-8,201	1186	-0,04081	0,05738	-16,04	593
$\Delta G_{T3}^0$	-536,44	0,03427	-8,314	765	-0,04173	0,03427	-16,628	384
$\Delta G_{T4}^0$	-125,61	0,00957	-13,662	-319	-0,01134	0,00957	-27,324	-159,5
$\Delta G_{T5}^0$	-422,87	-0,01719	37,724	-1907	-0,03816	-0,01719	69,448	-953,5
$\Delta G_{T6}^0$	-104,65	-0,04464	-4,355	-1595	-0,08291	-0,0464	-8,75	-797,5

ные свойства проявляются уже при низких температурах. С повышением температуры средство к кислороду у алюминия уменьшается.

У магния, кальция, циркония, ниобия с повышением температуры раскислительные свойства несколько уменьшаются, но менее значительно, чем у алюминия.

У марганца, кремния, ванадия, хрома с увеличением температуры средство к кислороду увеличивается. До температуры 2300 К средство к кислороду у хрома ниже, чем у циркония, а выше этой температуры он по раскислительным свойствам уступает только алюминию.

Углерод раскисляющие свойства проявляет при температурах выше 1000 К. С повышением температуры средство к кислороду у углерода увеличивается. Как раскислитель при высоких температурах он становится сильнее марганца, ниобия, магния, кальция, кремния. Раскислительные свойства титана с ростом температуры изменяются незначительно.

Таким образом, при температуре сварочной ванны в качестве раскислителей можно использовать все вышеперечисленные элементы, кроме молибдена, фосфора, оксида углерода.

По возрастающей раскислительной способности химические элементы можно расположить в следующий ряд: *Nb, Mn, C, Mg, Si, Ca, Ti, V, B, Cr, Zr, Al*.

#### Библиографический список

- Петров Г. Л., Тумарев А. С. Теория сварочных процессов (с основами физической химии). Изд. 2-е, перераб. М.: Вышш. шк., 1977. 391 с.
- Физико-химические свойства окислов. Справочник / Под ред. Г. В. Самсонова. М.: Металлургия, 1978. 471 с.
- Коновалов А. В., Куркин А. С., Макаров Э. Л. [и др.]. Теория сварочных процессов / под ред. В. М. Неровного. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. 752 с. ISBN 978-5-7038-3020-8
- Казачков Е. А. Расчёты по теории металлургических процессов. М.: Металлургия, 1988. 288 с.

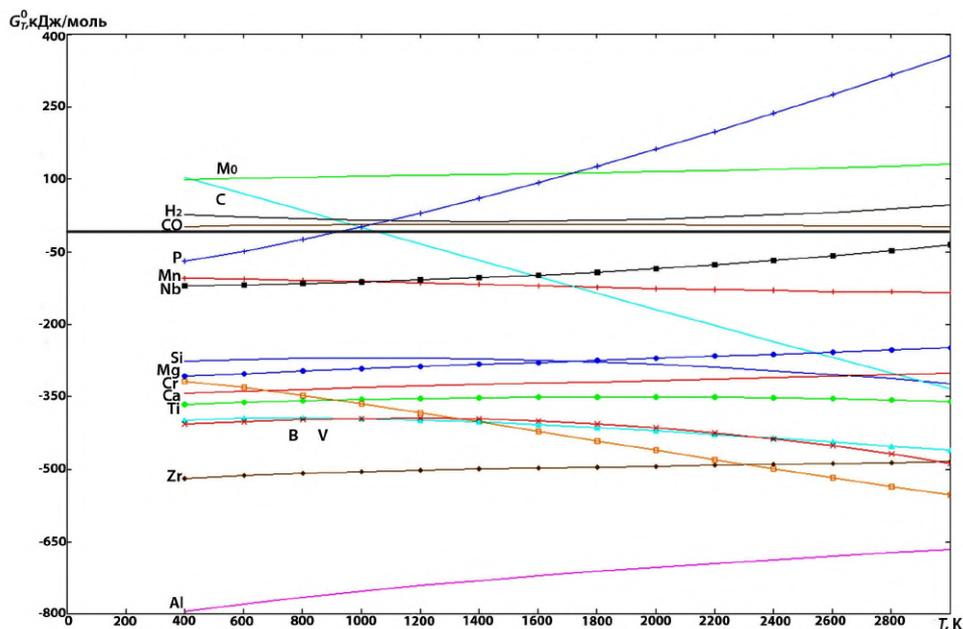


Рис. 1. Зависимость изобарно-изотермического потенциала от температуры

5. Полинг Л. Общая химия / пер. с англ. В. М. Сахарова; ред. пер. с англ. М. Х. Карапетянца. М.: Мир, 1974. 845 с.

6. Крестовников А. Н., Владимиров Л. П., Гуляницкий Б. С. [и др.]. Справочник по расчетам металлургических реакций. М.: Metallurgizdat, 1963. 416 с.

7. Справочник химика. В 2 т. / Под ред. Б. П. Николаенко. М., Л.: Химия, 1966. Т. 1. 1070 с.

8. Барон Н. М., Квят Э. И., Подгорная Е. А. Краткий справочник физико-химических величин. Л.: Химия, 1983. 231 с.

9. Кэй Дж., Лэби Т. Таблицы физических и химических постоянных / ред. пер. с англ. К. П. Яковлева. 2-е изд., перераб. М.: Физматгиз, 1962. 246 с.

10. Бронштейн И. Н., Семендяев К. А. Справочник по математике. Для инженеров и учащихся вузов. 13-е изд., испр. М.: Наука, 2008. 544 с.

**ЛОПАЕВ Борис Евгеньевич**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Машиностроение и материаловедение», секция «Оборудование и технология сварочного производства».

**СЕРБОВ Антон Анатольевич**, студент гр. С-131 машиностроительного института.

Адрес для переписки: serbov96@mail.ru

Статья поступила в редакцию 05.03.2017 г.

© Б. Е. Лопаев, А. А. Сербов

## Книжная полка

**Еремин, Е. Н. Источники питания для сварки : учеб. электрон. изд. локального распространения : учеб. пособие для вузов по направлению подготовки дипломированных специалистов 150200 (ранее 651400) «Машиностроительные технологии и оборудование» по специальности 150202 «Оборудование и технология сварочного производства» / Е. Н. Еремин. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2017. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).**

Описаны свойства и характеристики основных источников нагрева при сварке плавлением. Даны основы теории типовых источников. Рассмотрены электрические схемы и устройство конструкций серийно выпускаемых источников питания. Приведены их справочные данные. Учебное пособие предназначено для студентов вузов и техникумов специальности «Оборудование и технология сварочного производства» и работников сварочного производства.

**Масягин, В. Б. Математическое моделирование процессов в машиностроении : учеб. электрон. изд. локального распространения : конспект лекций / В. Б. Масягин. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2017. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM)**

Предназначен для студентов специальности 151001 «Технология машиностроения» дневного, очно-заочного и заочного обучения.

## МЕТОДИКА РЕГУЛИРОВКИ ВЕЛИЧИНЫ ЛЮФТА ОСИ ТОКАРНОГО ОБРАБАТЫВАЮЩЕГО ЦЕНТРА С ЧПУ С ПОМОЩЬЮ ЛАЗЕРНОГО ИНТЕРФЕРОМЕТРА НА ОСНОВЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

В статье рассмотрен вопрос калибровки токарного обрабатывающего центра Okuma ESL 8II с системой ЧПУ OSP U10L с помощью лазерного интерферометра. Рассказано об устройстве и компоновке токарного станка. Исследованы показатели точности позиционирования, определены и устранены основные причины, влияющие на разницу фактических и заданных перемещений. Описана методика настройки оси Z станка с системой ЧПУ OSP U10L с применением современного измерительного оборудования.

**Ключевые слова:** токарный станок, наладка оборудования, лазерный интерферометр, корректировка люфта.

**Введение.** Тенденции современного машиностроения направлены в сторону повышения автоматизации производства и повышения качества изготавливаемой продукции. В целях решения первой задачи: автоматизации производства и сокращения участия человека в производственном процессе широко применяют оборудование, оснащенное системами числового программного управления [1]. Для решения второй задачи проводят комплекс различных мероприятий от проектирования высокоточного оборудования до диагностики, ремонта и восстановления точности станка, в том числе и путем выполнения регулировки системы ЧПУ.

Прецизионные высокоскоростные многокоординатные станки с ЧПУ являются основой современного машиностроения. К ним предъявляются повышенные требования к точности воспроизведения пространственной траектории движения инструмента относительно обрабатываемой детали. Одним из основных направлений повышения точности станков является коррекция первичных отклонений подвижных узлов станка, к которым относятся, в частности, люфты и неперпендикулярности осей [2]. В настоящей статье представлена современная методика измерения отклонений линейного позиционирования рабочих узлов многокоординатных станков с помощью методов лазерной интерферометрии с последующей числовой компенсацией ошибки реверса (далее — люфта).

На базе Омского государственного технического университета имеется парк обрабатывающих центров с ЧПУ. Вследствие естественного износа

некоторые единицы оборудования подвергаются диагностике, ремонту, наладке, регулировке и восстановлению [2, 3]. В данной статье исследуется токарный обрабатывающий центр Okuma ESL 8II с системой ЧПУ OSP U10L 2007 года выпуска. Его точностные показатели регистрировались относительно редко. Результаты последнего измерения представлены на рис. 1. После последней диагностики на станке были изготовлены крупные партии изделий из чугуна и жаропрочных сталей, после чего станок вышел за пределы норм точности установленных заводом-изготовителем.

Предполагаемая причина потери точности — критический износ шариковинтовой пары. В связи с этим появилась необходимость оценить точностные показатели данного станка и произвести его регулировку.

Основной целью испытаний машин является оценка показателей технического уровня и качества станков и, на основе этой информации, разработка мероприятий, которые позволяют достигнуть работоспособности станка в соответствии с показателями его технических условий [4].

У каждого металлорежущего оборудования есть определенная точность, заложенная в его конструкцию, однако невозможно устранить все ошибки, связанные со сборкой и условиями эксплуатации. Чтобы получить заданные выходные параметры точности технологической системы (ТС), необходимо знать характер и долю влияния на получаемую погрешность обработки изделия погрешностей каждого отдельного элемента ТС [5].

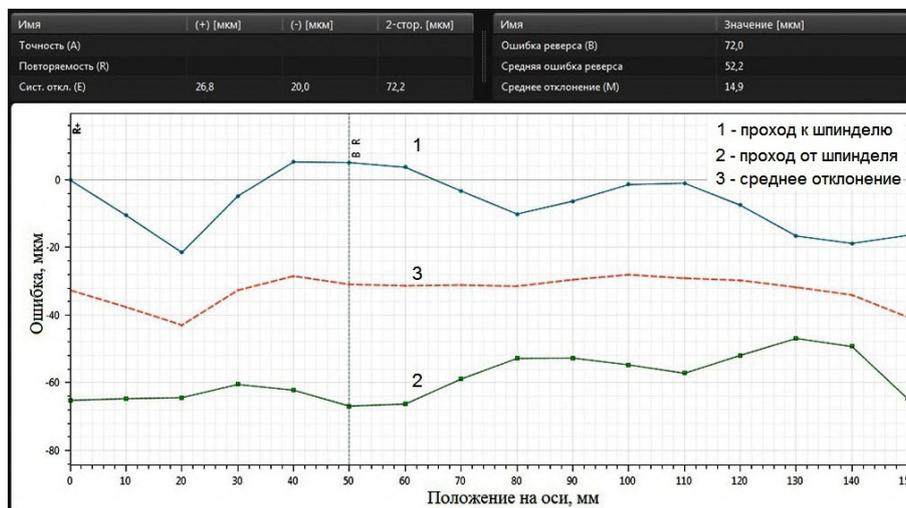


Рис. 1. График перемещений рабочего органа станка вдоль оси Z в октябре 2016 г.

Компенсация накопленной погрешности шага ходового винта, зазоров в приводе подачи, тепловых деформаций производится по определенным алгоритмам коррекции, которые обрабатываются системой ЧПУ. Таким образом, достигается существенное повышение точности станка [6, 7]. В целях повышения эффективности технологических процессов проверку оборудования и его настройку стремятся проводить с помощью современных средств. Цель диагностики оборудования как промежуточного контроля — принять решение о возможности продолжать выполнение технологического процесса или о необходимости его коррекции на основе сравнения с заданными нормативными параметрами.

Особенностью шарикового винта является передача трения скольжения в трение качения по шарообразной поверхности между шаровой гайкой и винтом. Но многие факторы приводят к возникновению препятствий работе ШВП, например, неправильная настройка машины, вибрация шпинделя, несоответствующие режимы резания и неверно подобранный инструмент, изгиб шнека, плохие шероховатость и радиусы закругления, слишком большая величина подачи на зуб, потеря точности. Эти параметры приводят к изменению угла контакта шариков с резьбой шарикового винта, который является очень важным фактором [8].

Развитию методов и средств эффективной калибровки станка и программных алгоритмов коррекции посвящено большое число отечественных и зарубежных исследований. Методы и средства, позволяющие измерять весь спектр первичных отклонений звеньев механизмов несущей системы многокоординатных станков, рассмотрены, в частности, в [9].

Внедрение методов компенсации погрешностей обработки включает три этапа:

1. Идентификация погрешностей: анализ конструкции, структуры станка, определение типов погрешностей, измерение параметров, влияющих на величину погрешности в различных режимах эксплуатации. Данные действия можно производить с помощью диагностических комплексов, подробно описанных в [10].

2. Моделирование и предсказание погрешностей: разработка моделей отдельных погрешностей, включение единичных моделей в сложную модель

погрешностей станка, прогноз погрешности в определенных условиях эксплуатации. На данном этапе построение математической модели оценки точности металлорежущего станка основано на использовании элементов метода координатных систем [11] с учетом специфики решаемой задачи.

3. Компенсация: установка системы компенсации погрешностей, внедрение алгоритмов компенсации или карты погрешностей в систему управления станка на основе значений, измеренных экспериментальным путем (п. 1) или рассчитанных при помощи разработанных математических моделей (п. 2).

Основное значение диагностики состоит в повышении надежности объектов на этапе их производства, эксплуатации или хранения. Главными показателями качества систем диагностирования являются гарантируемые ими полнота обнаружения и глубина поиска дефектов. Среди имеющихся в университете средств диагностики наиболее точным, прогрессивным и применимым является лазерная интерферометрическая система XL-80 фирмы Renishaw, позволяющая производить измерения всех показателей точности перемещений вдоль линейных и поворотных осей [12].

**Калибровка токарного обрабатывающего центра с помощью лазерного интерферометра: методика и специфика.** В ходе эксперимента используется лазерная интерферометрическая система Renishaw Laser XL80. Система коммутируется и подключается к ПК, затем производится первичная установка луча лазера таким образом, чтобы луч лазера был параллелен измеряемой оси, а подвижная оптика могла быть без помех перемещена в любую точку в диапазоне измерений. Для этого на данном станке пришлось демонтировать два защитных кожуха со стороны задней бабки (рис. 2). Вместе с этим устанавливается вся необходимая оптика и производится окончательная юстировка интерферометра.

В нашем случае установить неподвижную оптику на шпиндель не представляется возможным из-за отсутствия возможности полностью заблокировать его вращение. В отсутствие подходящих горизонтальных либо вертикальных поверхностей вдоль оси станка для установки линейного рефлектора с помощью крепежа, идущего в комплекте лазерной системы XL80, и, следовательно, невозможности использования классической схемы измерений



Рис. 2. Фотография установки оптики для юстировки вдоль оси Z

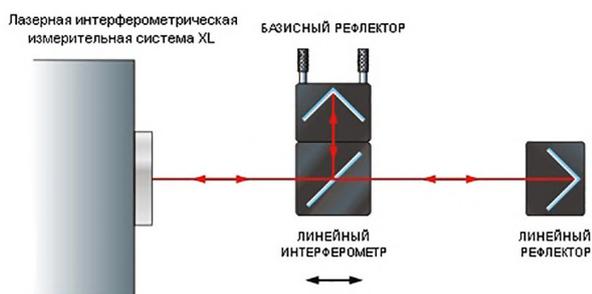


Рис. 3. Схема измерения линейных перемещений с помощью интерферометрической системы

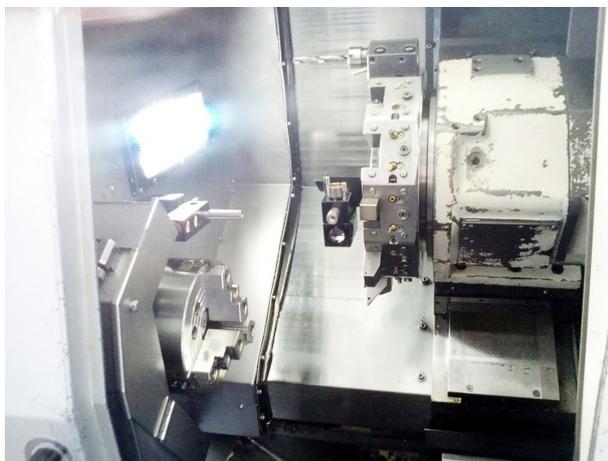


Рис. 4. Фотография установленного лазера для измерения люфта оси Z

(рис. 3) необходимо было соорудить дополнительные конструкции, что потребовало бы дополнительное время на диагностику. Однако, так как рефлектор угловых перемещений состоит из двух ретрорефлекторов, расположенных на определенном расстоянии, было принято решение использовать в качестве неподвижного рефлектора одно из «окон» рефлектора угловых перемещений, поскольку оно имеет возможность бокового крепежа на стойке, установленной на боковом защитном кожухе внутри рабочей зоны станка (рис. 4).

**Схема эксперимента.** Ход выполнения эксперимента: по окончании юстировки луча параллельно

оси Z рабочий орган станка перемещается за диапазон измерения и после подвода в исходную точку измерения производится обнуление значений интерферометра. После этого производят серию перемещений исполнительного органа станка, разделенных паузами для фиксации значений измерений лазерной системы, по заданной заранее программе.

Исследование проводилось со следующими параметрами: диапазон измерения — 360 мм, дискретность оси Z — 20 мм, время выдержки в точке — 4 с, тип измерения: двунаправленный проход. Начальная и конечная точка измерений находится на расстоянии 380 мм от кулачков токарного патрона, направление первого прохода — к шпинделю на расстояние 20 мм от кулачков, затем производится перебег 5 мм и второй проход в обратном направлении.

**Анализ результатов.** По результатам эксперимента, представленным на рис. 5, сформированным с помощью программного обеспечения, идущего в комплекте с интерферометрической системой, определяется величина ошибки позиционирования. Основная причина отклонения от точности позиционирования — это ошибка реверса. Средняя величина люфта при двунаправленном позиционировании рабочего органа с корректором люфта backlash = 0,008 мм, установленным изготовителем, составила 71,9 мкм и превышает значения отклонений, нормируемых технической документацией для исследуемого станка.

Предполагаемая причина данного отклонения — механический износ шариковинтовой пары оси Z, возникший в ходе нормального процесса эксплуатации станка на протяжении практически 10 лет [4].

В настоящее время существует два подхода к решению данного вопроса. Программный подход — программная коррекция величины люфта, динамики процесса его выборки и прочие параметры числовой коррекции механического износа винтовой пары. Механический подход: замена шариковинтовой пары на новую с последующим изменением таблицы компенсации для корректной работы новой ШВП.

Было принято решение исследовать зависимость величины люфта от величины программной коррекции встроенными средствами инженерного меню обрабатывающего центра Okuma ESL 8II с системой ЧПУ OSP U10L.

Данная система управления имеет ряд особенностей: перезагрузки системы управления недостаточно для изменения параметров коррекции люфта. Корректор люфта (backlash) в инженерном меню принимает измененное значение для коррекции перемещений после кэширования всех корректоров (функция «back up» в СЧПУ) и обязательного отключения питания станка.

Повторный эксперимент со значением параметра backlash = 0,040 мм показал, что увеличение величины корректора приводит к ухудшению точности позиционирования станка. Было принято решение о настройке станка с отрицательным корректором.

Изменение параметра коррекции перемещений вдоль оси Z станка с помощью встроенных функций была выполнена многократно с целью нахождения отрицательной величины корректора, обеспечивающей наименьшую ошибку реверса. На совмещенном графике (рис. 6) представлены результаты линейных измерений оси Z станка при настройке с корректорами 0,08; -0,04; -0,060; -0,063; -0,065.

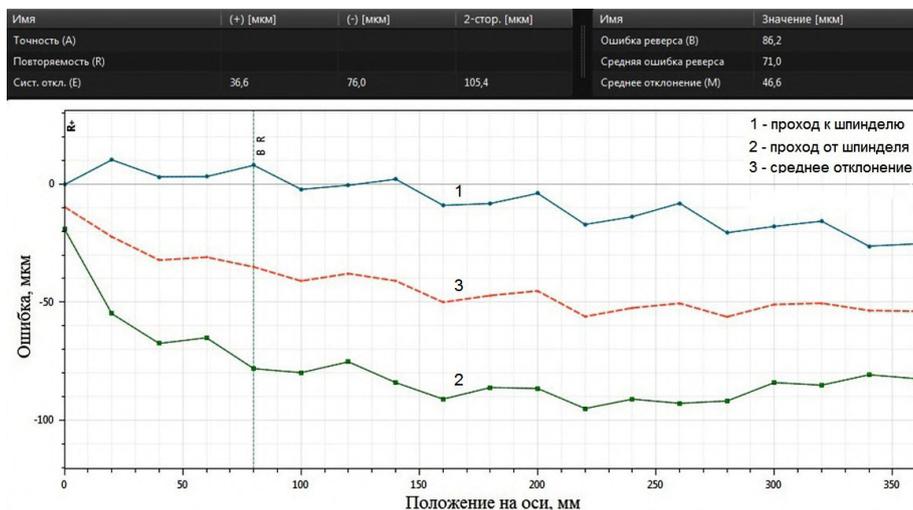


Рис. 5. График перемещений рабочего органа станка вдоль оси Z в марте 2017 г.

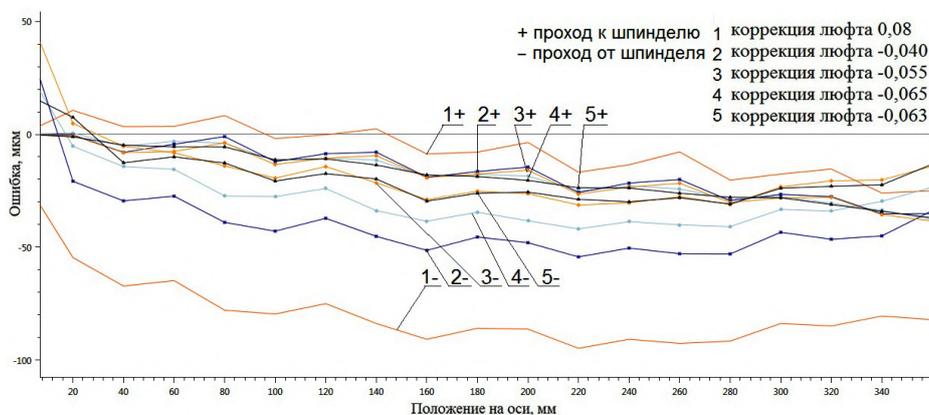


Рис. 6. Совмещенный график измерений люфта на длине 360 мм с различными значениями корректора

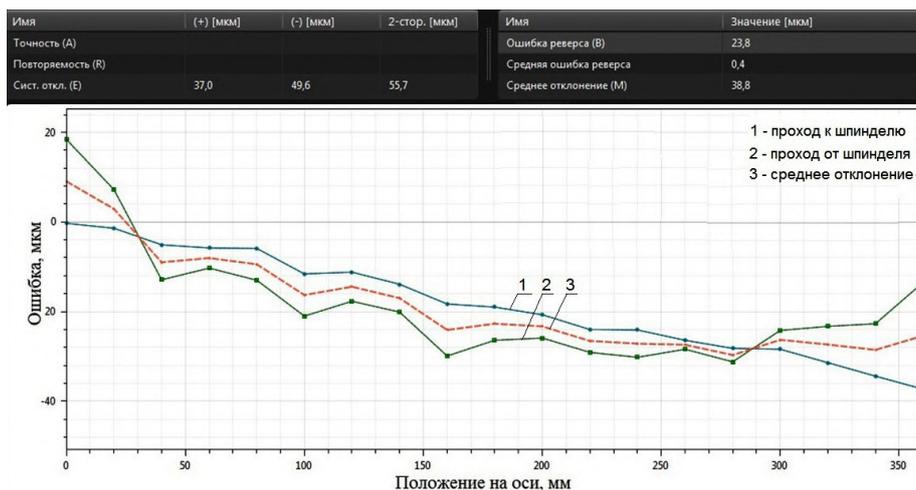


Рис. 7. Отчет системы Renishaw и график линейных перемещений станка с отрицательной коррекцией люфта 0,063 мм

Очевидным становится визуальная повторяемость траектории не только на реверсных проходах, но и на проходах с разной величиной корректора. Это подтверждает гипотезу о возникновении погрешностей позиционирования вслед-

ствие механического износа шариковинтовой пары оси Z.

При анализе графика очевидно наличие повышенного износа винта перемещений в зоне 60 мм около токарного патрона (правый край на графике

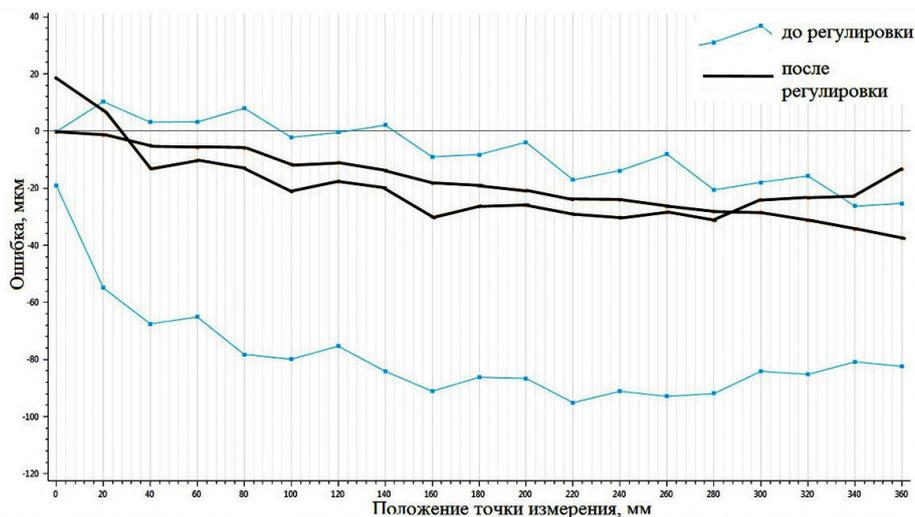


Рис. 8. Совмещенный график линейных измерений станка до и после калибровки оси

рис. 5). Единственный способ обеспечения минимальной ошибки реверса на протяжении всего диапазона измерений это внесение изменений в таблицу компенсаций системы управления. Осуществить подобную полноценную калибровку — следующая задача, которая будет реализована нашей рабочей группой.

Наименьшая средняя величина люфта была обнаружена при измерении станка по оси Z с величиной коррекции люфта  $\text{backlash} = -0,063$  мм (до регулировки  $0,008$  мм) и представлены на рис. 7.

Станок после настройки с помощью изменения встроенных параметров достиг следующих параметров по оси Z: точность (максимальное расхождение при позиционировании)  $23,8$  (до регулировки  $86,2$ ) мкм, средняя ошибка реверса  $0,4$  (до регулировки  $71$ ) мкм (рис. 8).

Суммарное время диагностики и программной корректировки люфта по оси Z токарного обрабатывающего центра Okuma ESL 8II с системой ЧПУ OSP U10L составило  $2,5$  часа вместе с подготовкой оборудования к диагностике, монтажу лазерной системы и оптики, а также поиском оптимального значения корректора.

#### Выводы

1. Применение неклассических вариантов монтажа измерительной оптики существенно расширяет возможности диагностики оборудования с помощью лазерного интерферометра.

2. Причина потери точности позиционирования у исследуемого станка — возникновение зазоров в шариковинтовых парах вследствие длительной эксплуатации.

3. Величина корректора люфта при увеличении износа может принять отрицательное значение, но продолжать достоверно функционировать.

4. Так как суммарное изменение корректора с учетом знаков во время регулировки оказалось равно средней ошибке реверса при первоначальном замере, то система ЧПУ OSP U10L работает корректно.

5. Для достижения минимальной погрешности позиционирования необходимо проводить регулировку оси с помощью системы ЧПУ на максимально возможном диапазоне измерений, согласно номенклатуре деталей, изготавливаемых на данной единице оборудования.

6. Для повышения точности позиционирования исследованного станка в шпиндельной зоне необходимо внести изменения в таблицу компенсаций либо замену шариковинтовой пары более высокого класса.

#### Библиографический список

1. Григорьев С. Н., Мартинов Г. М. Проблемы, тенденции и перспективы развития систем числового программного управления технологических систем и комплексов // Автоматизация в промышленности. 2013. № 5. С. 4–7.
2. Koltsov A. G., Blokhin D. A., Khabarov A. V., Redorovich D. A. The influence of kinematic characteristics of Stewart platform for precision moving measuring mechanism // Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines (Dynamics). 2014. P. 1–6. DOI 10.1109/Dynamics.2014.7005669. URL: <http://elibrary.ru/item.asp?id=23970518> (дата обращения: 10.04.2017).
3. Кольцов А. Г., Блохин Д. А., Васильев Е. В., Назаров П. В., Бутай И. А. Калибровка осей экспериментального круглошлифовального станка с ЧПУ с помощью лазерного интерферометра // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. 2016. № 6 (150). С. 25–30.
4. Юркевич В. В., Схиртладзе А. Г., Борискин В. П. Жизненный цикл металлорежущих станков: мониторинг состояния: моногр. Старый Оскол: ТНТ, 2014. 552 с.
5. Мещерякова В. Б., Авдошин К. А. К оценке выходных параметров точности высокоскоростной обработки на станках с числовым программным управлением // Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2013. № 2. С. 60–68.
6. Пушков Р. Л., Евстафиева С. В., Ковалёв И. А. Компенсация погрешностей перемещений в современных системах ЧПУ // Системы проектирования технологической подготовки производства и управления этапами жизненного цикла промышленного продукта (CAD/CAM/PDM — 2012): тр. 12-й Междунар. конф., 18–20 октября 2012 г. М., 2012. С. 229–232.
7. Rahmani M., Bleicher F. Experimental and Numerical Studies of the Influence of Geometric Deviations in the Performance of Machine Tools Linear Guides // Procedia CIRP. 2016. Vol. 41. P. 818–823.
8. Chena C.-J., Jyweb W., Liuc Y.-C., Jwob H.-H. The Development of using the digital projection method to measure the contact angle of ball screw // Physics Procedia. 2011. Vol. 19. P. 36–42.

9. Телешевский В. И., Соколов В. А. Программная коррекция объемных геометрических погрешностей многокоординатных машин // Динамика систем механизмов и машин. 2016. № 1, Т. 1. С. 389–395.

10. Кольцов А. Г. Диагностика технического состояния металлорежущего оборудования // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. 2011. № 3 (100). С. 79–83.

11. Базров Б. М. Технологические основы проектирования самоподнастраивающихся станков. М.: Машиностроение, 1978. 216 с.

12. Серков Н. А., Никуличев И. В. Методы и средства измерения первичных отклонений звеньев механизмов несущей системы многокоординатных станков с ЧПУ // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2012. № 2. С. 44–52.

**БЛОХИН Дмитрий Андреевич**, ассистент кафедры «Металлорежущие станки и инструменты», магистрант гр. КТОМ-151 факультета «Элитное образование и магистратура».

**КОЛЬЦОВ Александр Германович**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Металлорежущие станки и инструменты».

**СЕРКОВ Александр Сергеевич**, магистрант гр. КТОМ-151 факультета «Элитное образование и магистратура».

Адрес для переписки: a.g.koltsov75@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 12.04.2017 г.

© Д. А. Блохин, А. Г. Кольцов, А. С. Серков

УДК 621.45.03

**В. Н. КЛИМОВ  
Н. И. КЛИМОВ**

Омский государственный  
технический университет,  
г. Омск

АО «Омское моторостроительное  
конструкторское бюро»,  
г. Омск

## ПЕРСПЕКТИВНАЯ СХЕМА СМАЗКИ И ОХЛАЖДЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ КОРОТКОРЕСУРСНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ ВОЗДУШНО-ТОПЛИВНОЙ СМЕСЬЮ

Статья посвящена нетрадиционной схеме смазки и охлаждения роторных подшипников короткоресурсных газотурбинных двигателей (ГТД): смазка и охлаждение воздушно-топливной смесью. В работе проанализированы известные схемы смазки короткоресурсных ГТД. Предложена перспективная схема смазки ГТД, отличающаяся конструктивной простотой, более благоприятными условиями смазки подшипников, уменьшенным удельным расходом топлива и повышенной пожаробезопасностью. Представлены результаты экспериментальных исследований работоспособности шарикового радиально-упорного подшипника в условиях смазки и охлаждения воздушно-топливной смесью. Даны рекомендации по внедрению предложенной схемы в конструкцию ГТД.

**Ключевые слова:** газотурбинный двигатель, схема смазки и охлаждения подшипников, короткоресурсный ГТД.

При проектировании малоразмерных короткоресурсных газотурбинных двигателей (ГТД) ключевыми параметрами являются их надежность, величина тяги и удельного расхода топлива, габаритные размеры, вес и стоимость. Одним из основных способов улучшения массогабаритных характеристик, а также уменьшения стоимости короткоресурсных ГТД является упрощение их конструкции, систем и агрегатов. В части системы смазки двигателя эффективным мероприятием для этого может быть использование газодинамических подшипников скольжения [1] или переход от традиционной циркуляционной масляной системы смазки [2] к разомкнутой схеме смазки.

Установка газодинамических подшипников скольжения позволяет отказаться от традиционной масляной системы двигателя, однако опыт изготовления и применения таких подшипников в отечественных газотурбинных авиационных двигателях в настоящее время практически отсутствует.

Использование разомкнутой схемы масляной системы ГТД позволяет отказаться от применения охладителя, маслоотделителя, маслонасоса и магистралей откачки масла из опор двигателя. Недостатком

такой системы является высокий расход масла на смазку и охлаждение подшипников, что существенно ограничивает ресурс двигателя.

Уменьшение расхода масла в разомкнутой системе смазки можно достигнуть, заменив его воздушно-масляной смесью [3]. Такое решение позволяет организовать эффективное охлаждение подшипников воздухом, а смазку малыми объемами масла. При этом за счет уменьшения потерь на перемешивание масла снижается общее трение в подшипниках.

Вместо воздушно-масляной смеси в расходной системе смазки может использоваться воздушно-топливная смесь, что дополнительно упрощает схему за счет отказа от применения маслобака и маслонасоса. Примером такой системы смазки является схема, приведенная в работе [4]. В данной схеме охлаждение подшипников производится за счет подачи воздуха, отбираемого из-за компрессора. Топливо (керосино-масляная смесь) отбирается из топливной магистрали и подается в опору переднего (компрессорного) подшипника. Далее по полуму валу смесь воздуха и топлива поступает в опору заднего (турбинного) подшипника и, пройдя через него, выбрасывается перед рабочим колесом турбины. Недостатками такой схемы являются неэффективное охлаждение подшипников, что связано с высокой температурой отбираемого из-за компрессора воздуха, и ухудшение условий смазки подшипников вследствие уменьшения толщины смазочного слоя при испарении топлива. Кроме того, малый расход топлива через форсунку, расположенную в «горячем» месте двигателя, может приводить к ее коксованию.

Использование схемы, в которой охлаждение подшипников осуществляется «холодным» набегающим потоком воздуха, проходящим через фильтр в переднем кожухе входного устройства [5], также имеет существенные недостатки. Консольное расположение ротора на подшипниках, расположенных перед компрессором, увеличивает нагрузку на задний подшипник, уменьшает его долговечность, увеличивает тепловыделение в нем, что, в свою очередь, ухудшает эффективность системы смазки.

Одна из перспективных схем смазки роторных подшипников короткоресурсного ГТД воздушно-топливной смесью, отличающаяся более благоприятными условиями смазки подшипников, представлена в работе [6]. В данной схеме воздух отбирается из проточной части компрессора и смешивается с топливомасляной смесью в специальном смесителе, установленном снаружи двигателя. Далее смесь по магистралям подводится к подшипникам для их смазки и охлаждения. Утилизация использованной смеси производится в проточную часть двигателя перед компрессором (для подшипника опоры компрессора) и на срез реактивного сопла (для подшипника опоры турбины). Недостатком этой схемы является относительно высокий удельный расход топлива двигателя и небезопасность конструкции с точки зрения воспламенения воздушно-топливной смеси, выбрасываемой из опоры турбины на срез реактивного сопла.

В данной статье представлена перспективная схема смазки и охлаждения роторных подшипников короткоресурсного ГТД воздушно-топливной смесью, являющаяся развитием описанной в работе [6] схемы и отличающаяся уменьшенным удельным расходом топлива и повышенной пожаробезопасно-

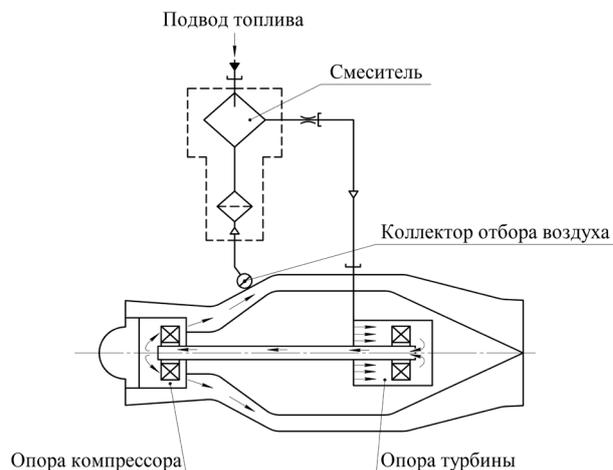


Рис. 1. Схема смазки и охлаждения роторных подшипников короткоресурсного ГТД воздушно-топливной смесью

стью двигателя. Представлены результаты испытаний шарикового радиально-упорного подшипника со смазкой и охлаждением воздушно-топливной смесью, подтверждающие его работоспособность в подобных условиях. Даны рекомендации по внедрению данной схемы в конструкцию ГТД.

Предлагаемая перспективная схема смазки и охлаждения роторных подшипников короткоресурсного ГТД воздушно-топливной смесью представлена на рис. 1. Воздух на охлаждение подшипников отбирается из проточной части компрессора, поступает в смеситель, в котором к нему подводится топливо. Полученная воздушно-топливная смесь подается в полость перед подшипником опоры турбины. Пройдя через подшипник, смесь охлаждает и смазывает его, после чего через полый вал она попадает в полость перед подшипником опоры компрессора. После прохождения подшипника компрессора, при котором также происходит его охлаждение и смазка, смесь выбрасывается на вход в компрессор в зоне наименьшего статического давления. Данная компоновка позволяет организовать движение рабочей смеси за счет разницы давлений в коллекторе отбора воздуха и на входе в компрессор без применения откачивающих насосов. При этом топливо, отбираемое на смазку подшипников, возвращается в камеру сгорания и таким образом участвует в термодинамическом процессе двигателя.

Основной сложностью для внедрения в конструкцию ГТД данной схемы является недостаточная изученность процессов, происходящих в подшипниках при смазке воздушно-топливной смесью. Физико-химические свойства и трибологические характеристики керосина существенно отличаются от традиционных смазочных материалов [7]. Недостаточная вязкость топлива способствует вытеснению его под действием нагрузок из зоны контакта между телами качения и кольцами подшипника. При этом из-за уменьшения толщины смазочного слоя режим трения в подшипнике приближается к условиям сухого трения [8].

Оценка условий смазки и режима трения в подшипнике производится по параметру смазки  $\Lambda$  [9], зависящему от толщины смазочного слоя  $h_0$  и высоты микронеровностей кольца  $Ra_1$  и тел качения  $Ra_2$ :

$$\Lambda = \frac{h_0}{\sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2}}; \quad (1)$$

толщина смазочного слоя  $h_0$  рассчитывается по формуле:

$$h_0 = 3,17 \cdot (\mu_0 \cdot U_\Sigma)^{0,75} \cdot \alpha^{0,6} \cdot \rho_{np}^{0,4} \cdot q_H^{-0,15}, \quad (2)$$

где  $\mu_0$  — динамическая вязкость керосина;  $U_\Sigma$  — сумма скоростей движения при вращении внутреннего кольца;  $\alpha$  — пьезокоэффициент вязкости керосина;  $\rho_{np}$  — приведенный радиус кривизны в контакте шарика с дорожкой качения;  $q_H$  — максимальная гидродинамическая нагрузка на единицу длины линии контакта.

Анализ формулы (2) показывает, что в ней не учитывается расход смазки через подшипник, что недопустимо при смазке малыми объемами смазочной жидкости. Таким образом, традиционные методы расчета не позволяют определить условия смазки и режим трения в подшипниках, что существенно затрудняет прогнозирование их работоспособности и ресурса. В связи с этим возможность реализации приведенной схемы смазки и охлаждения подшипников требует экспериментальной проверки.

Для подтверждения работоспособности подшипников, смазка и охлаждение которых осуществляются воздушно-топливной смесью, в АО ОМКБ были проведены экспериментальные работы на установке для испытания подшипников. При этом задняя опора ротора установки эмитировала расположенную в компрессоре опору ротора ГТД со смазкой и охлаждением подшипника воздушно-топливной смесью, а передняя представляла собой опору с аналогичным подшипником, смазка и охлаждение которого производилась маслом МС-8П (рис. 2). Такое исполнение позволило сравнить эффективность применения топливно-воздушной смеси относительно масла.

В качестве объекта испытания был выбран шариковый радиально-упорный подшипник 45-126205РЯ с керамическими телами качения. Смазка и охлаждение подшипника производились воздушно-керосиновой смесью с добавлением 5 % масла МС-8П. Осевая нагрузка, действующая на подшипники, создавалась пружиной и составляла 1766 Н (180 кгс), что эмитировало нагрузку на наиболее нагруженный подшипник, установ-

ленный в передней (компрессорной) опоре ротора. Температура подаваемой смеси при испытаниях 1–3 (табл. 1) поддерживалась равной температуре корпуса опоры, что исключало тепловое влияние корпуса на смесь. Для оценки работоспособности подшипника производилось измерение температуры его наружного кольца, а также температуры смеси на входе в подшипник. Раскрутка вала установки осуществлялась от электродвигателя.

Результаты испытаний подшипника, смазка и охлаждение которого производились воздушно-топливной смесью, представлены в табл. 1.

Результаты испытания вспомогательного подшипника, смазка и охлаждение которого производились маслом МС-8П, представлены в табл. 2.

Суммарная наработка подшипника, смазка и охлаждение которого производились воздушно-топливной смесью, в ходе всего комплекса испытаний составила 7 часов, при этом состояние подшипника при дефектации было признано удовлетворительным, радиальный и осевой люфты не вышли за пределы ТУ.

Охлаждение подшипника воздушно-топливной смесью показало высокую эффективность. Приращение температуры подшипника относительно температуры смеси на входе даже при минимальной подаче топлива  $G_T = 0,71$  г/с не превысило  $18^\circ\text{C}$  при частоте вращения вала  $n = 43000$  об/мин. При этом приращение температуры вспомогательного подшипника при той же частоте вращения и нагрузке, но смазывающегося и охлаждающегося маслом МС-8П с расходом масла  $G_M = 8,85$  г/с, составило  $45^\circ\text{C}$ .

Малая величина приращения температуры испытываемого подшипника (в том числе и при высоких температурах смеси на входе в подшипник, испытание 4) позволяет использовать для его охлаждения относительно горячий воздух, отбираемый из компрессора, без угрозы перегрева подшипника.

Уменьшение количества подаваемого для смазки подшипника топлива с  $G_T = 1,57$  г/с до  $G_T = 0,71$  г/с незначительно влияло на условия смазки подшипника и изменение момента трения в нем, что подтверждается малым изменением величины приращения температуры подшипника относительно температуры смеси на входе.

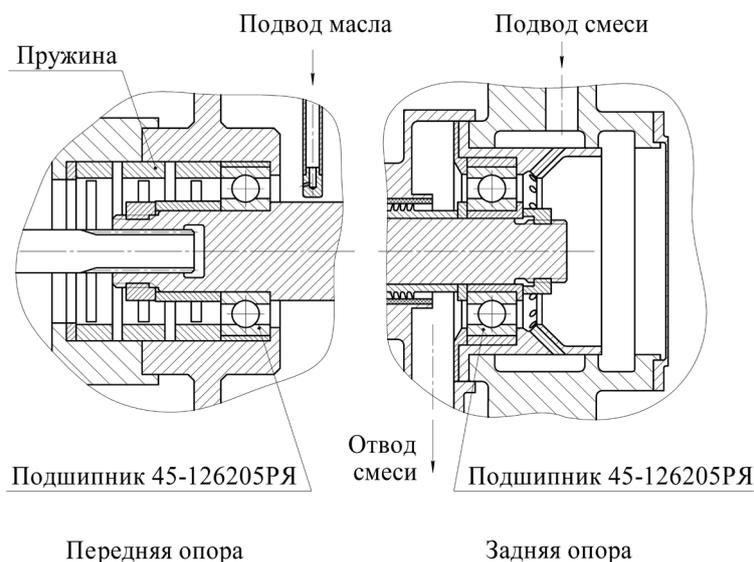


Рис. 2. Опоры ротора установки

Результаты испытаний подшипника со смазкой и охлаждением воздушно-топливной смесью

Частота вращения вала $n$ , об/мин	Расход топлива $G_v$ , г/с	Температура смеси на входе в подшипник $T_{см.вх}$ , °С	Температура наружного кольца подшипника $T_{п'}$ , °С	Приращение $T_{п}$ относительно $T_{см.вх}$ $\Delta T_{п'}$ , °С
Испытание 1				
10000	1,57	14	17,5	3,5
20000	1,57	14	19,5	5,5
30000	1,57	20	30	10
43000	1,57	18,5	32	13,5
Испытание 2				
10000	1,25	16	19	3
20000	1,25	15	20,5	5,5
30000	1,25	18	28,5	10,5
43000	1,25	19	33,5	14,5
Испытание 3				
10000	0,71	25	28	3
20000	0,71	19	25,5	6,5
30000	0,71	17,5	30,5	13
43000	0,71	20,5	38,5	18
Испытание 4				
10000	0,72	80	82	2
20000	0,72	81	84	3
30000	0,72	82	90	8
43000	0,72	85	99	14

Таблица 2

Результаты испытаний вспомогательного подшипника со смазкой маслом МС-8П

Частота вращения вала $N$ , об/мин	Расход масла $G_m$ , г/с	Температура масла на входе в подшипник $T_{м.вх}$ , °С	Температура наружного кольца подшипника $T_{п.всп}$ , °С	Приращение $T_{п.всп}$ относительно $T_{м.вх}$ $\Delta T_{п.всп}$ , °С
10000	8,85	54	62	8
20000	8,85	53	67	14
30000	8,85	53	74	21
43000	8,85	54	99	45

Полученные результаты подтверждают работоспособность наиболее нагруженного подшипника схемы в течение достаточно большого времени, что делает описанную перспективную схему смазки короткоресурсного ГТД воздушно-топливной смесью осуществимой. При этом при проектировании ГТД необходимо учесть следующее:

1. Расход отбираемого из компрессора воздуха и его температура должны подбираться таким образом, чтобы не допустить интенсивного испарения

топлива [10] в подшипниках и магистралях системы смазки, так как при этом уменьшается толщина смазочной пленки и увеличивается трение в подшипниках.

2. В качестве топлива может использоваться смесь керосина с добавлением 5 % масла МС-8П. Работоспособность подшипника при смазке одним лишь керосином требует дополнительной проверки. Отбор топлива может осуществляться непосредственно из магистрали подвода топлива.

3. Для обеспечения пожаробезопасности необходимо предусмотреть теплоизоляцию опор и магистралей подвода смеси либо обеспечить коэффициент избытка воздуха смеси, при котором ее воспламенение невозможно (менее 0,5 или более 1,5).

Таким образом, внедрение представленной схемы смазки и охлаждения подшипников в конструкцию короткоресурсных ГТД взамен традиционной масляной системы смазки позволит существенно упростить конструкцию, снизить вес, габариты и стоимость двигателя, что сделает его более эффективным.

#### Библиографический список

1. Пономарев Б. А., Гаврилов В. В. Проблемы создания ВГТД с ротором на газовых подшипниках // Вестник Самарского гос. аэрокосм. ун-та. 2009. № 1 (17). С. 41–55.
2. Бич М. М., Вейнберг Е. В., Сурнов Д. Н. Смазка авиационных газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1979. 176 с.
3. Доценко В. Н., Доценко В. Н., Ковеза Ю. В., Никитин С. В. Оценка потерь мощности в подшипниках качения со стальными и керамическими шариками при различных условиях смазывания // Авиационно-космическая техника и технология. 2010. № 10 (77). С. 166–169.
4. Schreckling K. Home Built Model turbines. Trapler Publications Limited, 2005. 101 p.
5. Eric. A., Gordon J., Patric. L. Tammy. Thermal management system for a gas turbine engine. US patent 7475549 (B2); published 13.01.2009.
6. Пат. 2597322 Российская Федерация, МПК F02C7/06. Малоразмерный газотурбинный двигатель / Костогрыз В. Г.,

Дудьев Д. Я., Сигаило В. Я., Гельмедов А. Ш., Климов Н. И., Кошолоп Ю. Г., Бугаев С. И., Климов В. Н., Лиходид П. В., Лаврик А. С., Новиков М. В., Валитова З. Р., Романов А. В. № 2015116235/06; заявл. 28.04.2015; опубл.10.09.2016.

7. Копылов Н. И. Вязкость бензина Б-70, керосина Е-5 в жидкой и газовой фазах при повышенных температурах // Теплофизические свойства некоторых авиационных топлив в жидком и газообразном состоянии: сб. ст. под ред. Н. Б. Варгафтика / Труды института. М.: Оборонгиз, 1961. Вып. 132. 162 с.

8. Силаев Б. М. Трибология деталей машин в маловязких смазочных средах: моногр. Самара: Изд-во Самарского гос. аэрокосм. ун-та, 2008. 264 с.

9. Черневский Л. В., Коросташевский Р. В., Яхин Б. А. [и др.]. Подшипники качения. Справочник-каталог / под общ. ред. А. В. Черневского и Р. В. Коросташевского. М.: Машиностроение, 1997. 896 с.

10. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД; пер. с англ. М.: Мир, 1986. 566 с.

**КЛИМОВ Виталий Николаевич**, соискатель по кафедре «Авиа- и ракетостроение» Омского государственного технического университета; начальник конструкторской бригады отдела турбин и камер сгорания АО «Омское моторостроительное конструкторское бюро».

Адрес для переписки: Klimov-Vitaliy-asp@yandex.ru  
**КЛИМОВ Николай Иванович**, начальник отдела маслосистем и зубчатых передач АО «Омское моторостроительное конструкторское бюро».

Адрес для переписки: Klimov.nik.omsk@gmail.com

Статья поступила в редакцию 06.04.2017 г.

© В. Н. Климов, Н. И. Климов

## Книжная полка

**Коршунов, В. В. Расчет шихты для плавки металлов : учеб. текстовое электрон. изд. локального распространения : учеб. пособие / В. В. Коршунов, Е. А. Шибеев, В. П. Павлов. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2017. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).**

Рассмотрены основные положения дисциплины «Плавка металлов и сплавов» (раздел «Расчет шихты»), а также теоретические аспекты совершенствования расчета с использованием ЭВМ. Издание может быть полезно студентам, обучающимся по специальности 15.03.01 «Машины и технология литейного производства» направлений подготовки «Технологические машины и оборудование» и «Машиностроение», при подготовке к лекционным и практическим занятиям по дисциплине «Плавка металлов и сплавов», а также в процессе выполнения выпускной квалификационной работы.

**Бельков, В. Н. Основы конструирования деталей и сборочных единиц машин : учеб. электрон. изд. локального распространения : учеб. пособие / В. Н. Бельков, Н. В. Захарова. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2017. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).**

Пособие по структуре, содержанию и методике ориентировано на выполнение курсового проекта по дисциплине «Детали машин и основы конструирования». Содержит справочные таблицы и данные на основе нормативных документов, принятых в практике конструирования. В пособие включены материалы по расчету и конструированию деталей и сборочных единиц машин с использованием системы автоматизированного проектирования машин АРМ WinMachine и КОМПАС-3D V8. Учебный материал изложен в форме, наиболее удобной при изучении и конструировании деталей и сборочных единиц машин. Для лучшего усвоения приведены примеры выполнения отдельных видов расчетов.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНОГО РЕЖИМА ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ СПЛАВА ВТЗ-1 ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ПЛАСТИЧНОСТИ ПЕРЕД ОБРАБОТКОЙ ДАВЛЕНИЕМ

В статье рассмотрено влияние химического состава и режимов термической обработки на структуру и свойства деталей из сплава ВТЗ-1. Выявлено, что повышение содержания хрома и молибдена к верхнему пределу, контролируемому ГОСТом 19807-91, вызывает уменьшение пластичности и повышение прочности сплава. Предложено исправление возникающего брака проведением повторного отжига с пониженной температурой.

**Ключевые слова:** титановые сплавы, изотермический отжиг,  $\beta$ -фаза, пластичность, хрупкость, термическая стабильность структуры.

Для получения оптимальных физико-механических и технологических свойств детали и полуфабрикаты из промышленных титановых сплавов подвергают различным видам термической обработки [1, 2].

Отжиг титановых сплавов проводят для выравнивания структуры и фазового состава, снижения прочности и повышения пластичности, а также устранения внутренних напряжений, возникших в результате обработки давлением, сварки или механической обработки. Отжиг ( $\alpha+\beta$ )-сплавов сочетает элементы отжига первого рода, основанного на рекристаллизационных процессах, и отжига второго рода, основанного на фазовой перекристаллизации. По технологии проведения отжига различают простой, изотермический и двойной отжиг.

В назначении режимов отжига промышленных титановых сплавов значительную роль играют такие факторы, как:

- чувствительность к скорости охлаждения;
- чувствительность к перегреву;
- температура рекристаллизации;
- температура полиморфного превращения;
- окисление при нагреве на воздухе [3–6].

ВТЗ-1 весьма чувствителен к скорости охлаждения, и поэтому скорость их охлаждения с температуры отжига регламентируется. С этой целью применяют отжиг с последующим охлаждением с печью с регламентируемой скоростью до определённой температуры, а затем на воздухе или ступенчатый отжиг, который может быть двойным или изотермическим. Двойной отжиг состоит из нагрева до температур выше температуры рекристаллизации, выдержки, охлаждения на воздухе и последующего нагрева при определённой температуре, выдержки и охлаждения на воздухе. Изотермический отжиг включает нагрев до температур выше

температуры рекристаллизации, выдержки, затем переноса в печь с определённой температурой, выдержки и охлаждения на воздухе.

Двойной отжиг позволяет повысить прочностные свойства сплава на 80–100 МПа по сравнению с изотермическим отжигом при незначительном снижении пластичности. Также несколько повышаются жаропрочные свойства при сохранении термической стабильности [7].

Во всех случаях, когда применяется отжиг с последующим охлаждением сплава в печи, температура, при которой производится охлаждение на воздухе, должна обеспечить стабильность  $\alpha$ - и  $\beta$ -составляющих не только при охлаждении при комнатной температуре, но и при его последующей эксплуатации в интервале рабочих температур [8]. Поэтому режимы отжига для титановых сплавов выбирают не только с точки зрения получения оптимального соотношения характеристик прочности и пластичности, но и с точки зрения неизменности физико-механических свойств в процессе эксплуатации.

Так, для всех титановых сплавов с ( $\alpha+\beta$ )-структурой нагрев при температурах выше полного полиморфного превращения нежелателен в связи с резким ростом зерна, изменением строения внутризеренной структуры и ухудшением механических свойств. При этом структуру и механические свойства, как правило, не удается улучшить последующей термической обработкой. Кроме того, при высоких температурах отжига образуется значительный окисленный слой.

Температуры начала и конца рекристаллизации для титанового сплава ВТЗ-1 колеблется в интервале 880–950 °С, а температура полного полиморфного превращения 960–1000 °С. Колебания этих температур связаны прежде всего с количеством легирующих элементов в сплаве.

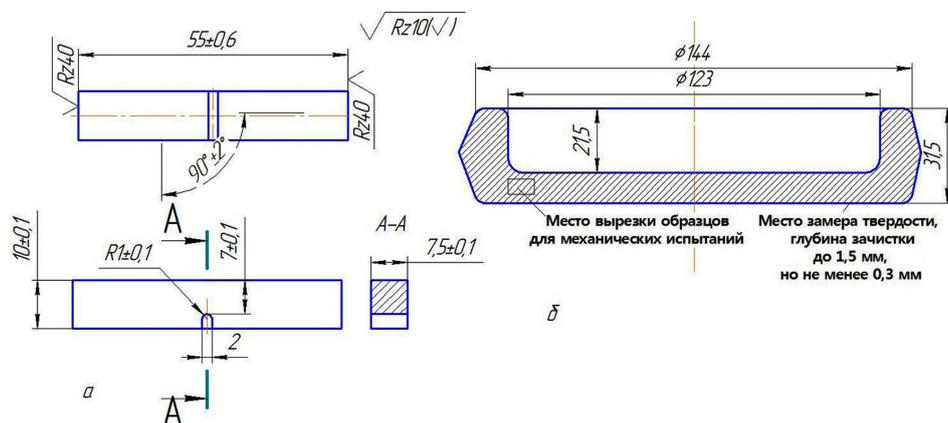


Рис. 1. Эскиз детали (а) и размеры образцов, вырезанных из детали (б)

Таблица 1

## Химический состав ВТЗ-1

Легирующие элементы	Ti, %	Cr, %	Mo, %	Fe, %	Si, %	Al, %	прочие, %
ГОСТ 19807-91	85,95–91,05	0,8–2	2–3	0,2–0,7	0,15–0,4	5,5–7	не более 0,5
По данным входного контроля							
Плавка 1	89,02	1,49	2,23	0,40	0,39	6,47	–
Плавка 2	89,12	1,47	2,10	0,44	0,38	6,49	–
Плавка 3	89,23	1,88	2,51	0,37	0,33	5,68	–
Плавка 4	88,44	1,92	2,79	0,63	0,20	6,02	–

Таблица 2

## Механические свойства после отжига

	$\sigma_b$ , МПа	$\delta$ , %	$\psi$ , %	КСУ, Дж/см <sup>2</sup>	Диаметр отпечатка по Бринеллю, мм	Твердость по Бринеллю, НВ, МПа
Плавка 1	1010	14,8	32,2	3,4	3,2	3630
	1012	15,0	32,6	3,3	3,2	3630
Ост 190000-70	1000–1200	8	20	3	3,2–3,7	3630–2690

На основании изложенного выше режимы отжига для титановых сплавов выбирают не только с точки зрения получения оптимального соотношения характеристик прочности и пластичности, но и с точки зрения неизменности физико-механических свойств в процессе эксплуатации [9].

Проводилось исследование режимов отжига образцов из сплава ВТЗ-1 (рис. 1) различных плавки на механические характеристики. Химический состав образцов различных плавки приведен в табл. 1. Образцы плавки № 1 были подвергнуты отжигу при температуре 830 °С с охлаждением на воздухе. В результате испытания получены характеристики прочности, сопоставляемые с требованиями предприятия (табл. 2). Структура сплава приведена на рис. 2.

После такого отжига сплав отличается достаточной прочностью и пластичностью и структура сплава соответствует требованиям предприятия. Но при этом при эксплуатации при температурах выше 200 °С наблюдается значительное разупрочнение (рис. 3). В связи с тем, что деталь эксплуатирует-

ся в течение длительного времени при температуре 300–450 °С, данный отжиг не рекомендуется использовать как не обеспечивающий термической стабильности структуры [10].

Образцы плавки № 2, № 3, № 4 были подвергнуты изотермическому отжигу. Температура первой ступени изотермического отжига определялась исходя из следующих требований.

Нижний предел изотермического отжига должен быть выше температуры рекристаллизации титанового сплава. Т. к. температуры начала и конца рекристаллизации для титанового сплава ВТЗ-1 различных плавки колеблется в интервале 880–950 °С, то температура нижнего предела изотермического отжига принимается равной  $T_{n}^{из.о} = 900$  °С. Верхняя граница температуры изотермического отжига должна быть ниже температуры полиморфного превращения на 30 °С. При этом данная температура не должна превышать 950 °С, в связи с тем, что при перегреваниях свыше этой температуры наблюдается быстрый и значительный рост зерна, что

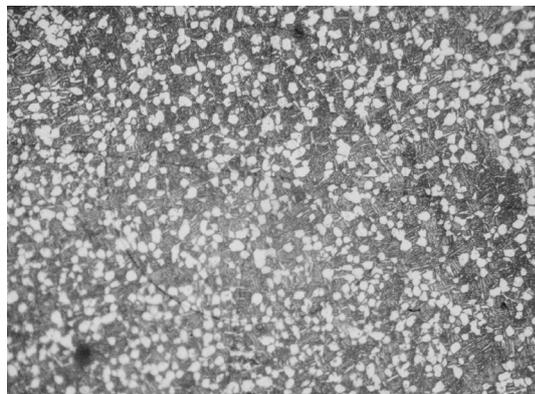


Рис. 2. Микроструктура образца плавки № 1 после отжига (x450)

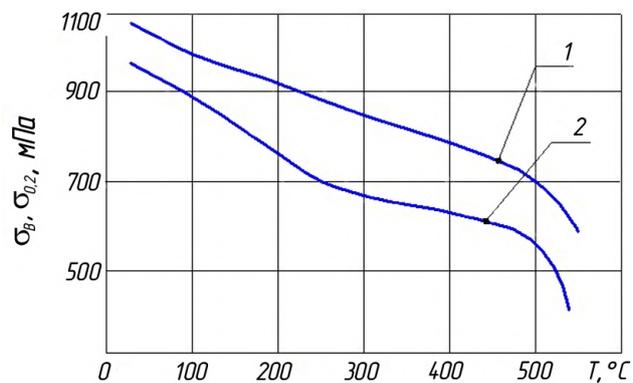
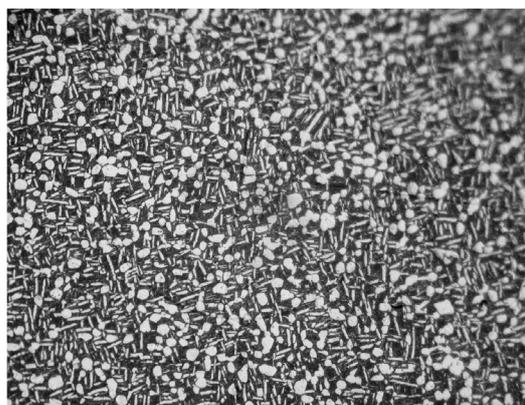


Рис. 3. Изменение механических характеристик сплава ВТЗ-1 в отожженном состоянии в зависимости от температуры: 1 — предел прочности  $\sigma_{в}$ , 2 — предел текучести  $\sigma_{0,2}$

Механические свойства образцов плавки № 2–4

Таблица 3

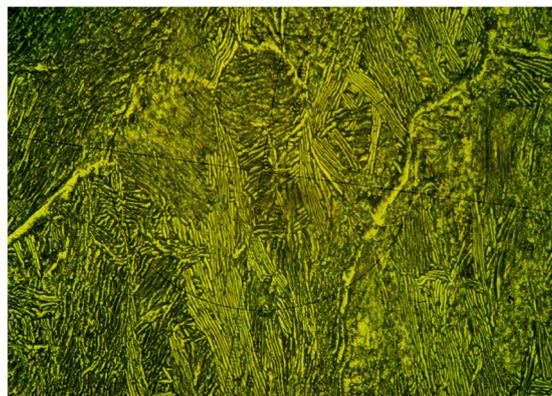
	$\sigma_{в}$ , МПа	$\delta$ , %	$\psi$ , %	КСУ, Дж/см <sup>2</sup>	Диаметр отпечатка по Бринеллю, мм	Твердость по Бринеллю, НВ, МПа
Плавка 2	1133	18,8	42,3	3,2	3,35	3310
	1104	18,8	40,7	3,0	3,35	3310
Плавка 3	1250	6,8	18,3	2,7	3,15	3750
	1265	6,6	18,7	2,6	3,15	3750
Плавка 4	1260	6,0	17,6	2,5	3,15	3750
	1275	6,2	17,4	2,5	3,15	3750
ОСТ 190000-70	1000–1200	8	20	3	3,2–3,7	3630–2690



а



б



в

Рис. 4. Микроструктуры образцов плавки № 2 (а), № 3 (б), № 4 (в) после изотермического отжига

Механические свойства образцов плавки № 3 и № 4 после повторного отжига

	$\sigma_v$ , МПа	$\delta$ , %	$\psi$ , %	КСУ, Дж/см <sup>2</sup>	Диаметр отпечатка по Бринеллю, мм	Твердость по Бринеллю НВ, МПа
Плавка 3	1100	16,6	34,0	3,3	3,25	3520
	1110	16,0	34,4	3,2	3,25	3520
Плавка 4	1111	16,2	36,2	3,3	3,25	3520
	1115	16,4	36,0	3,4	3,25	3520
Ост 190000-70	1000–1200	≤8	≤20	≤3	3,2–3,7	3630–2690

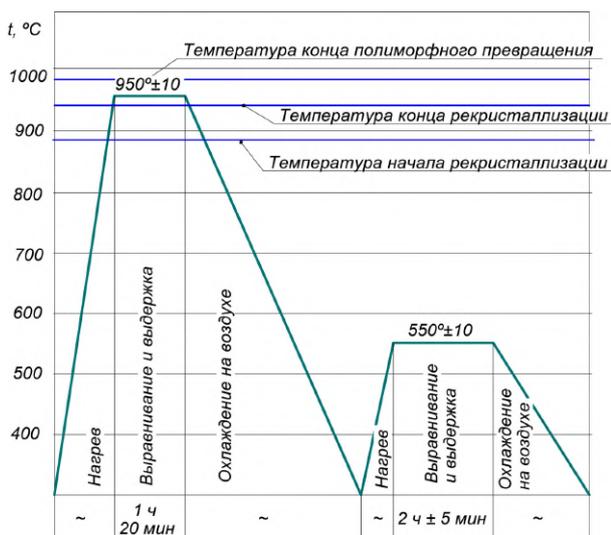


Рис. 5. Режим двойного отжига образцов из сплава ВТ3-1

вызывает резкое снижение характеристик прочности и пластичности. Температуры полиморфного превращения определяются для каждой плавки индивидуально.

Выдержка при температуре отжига исходя из массы и конфигурации детали составляет 1 ч 20 мин. За это время сечение полуфабриката полностью прогреется и произойдут необходимые превращения.

Затем следовало охлаждение с печью до температуры  $600 \pm 10$  °С, предназначенное для обеспечения достаточной стабильности  $\alpha$ - и  $\beta$ -составляющих и выдержкой при этой температуре в течение 2 ч ( $\pm 5$  мин).

Механические свойства, полученные в результате отжига, приведены в табл. 3 [3].

Показатели механических испытаний по образцу плавки № 2 соответствуют заводскому стандарту, а образцов плавки № 3 и 4 — не соответствуют. Для оценки причин брака были проведены исследования микроструктуры образцов в поверхностном слое (рис. 4).

В результате было обнаружено, что в микроструктуре образцов плавки № 3 и № 4 наблюдается повышенное содержание  $\beta$ -фазы, что также не соответствует требованиям заводского стандарта.

Анализ химического состава образцов плавки № 2 и 3 показал повышенное по сравнению с правками № 1 и 2 содержание хрома и молибдена, приводящее к повышению прочности и снижению пла-



а



б

Рис. 6. Микроструктуры образцов (а — плавки № 3, б — плавки № 4) после повторного отжига

стичности за счет интерметаллидного соединения  $TiCr_2$  [9, 11].

Для устранения  $TiCr_2$  необходимо ускоренное охлаждение.

Поскольку при двойном отжиге охлаждение до комнатной температуры происходит на воздухе, оценивалась возможность применения данного вида термической обработки для устранения возникшего брака. Режим термической обработки приведен на рис. 5.

В результате изменения термической обработки получены данные, приведенные в табл. 4.

Была исследована микроструктура образцов в поверхностном слое после излома (рис. 6).

Полученные после повторного нагрева показатели образцов плавов № 3 и № 4 соответствуют заводскому стандарту, что подтверждает стабильность механических свойств после изменения режима термической обработки. Все партии деталей плавов № 3 и № 4 были успешно сданы.

Таким образом, можно сделать следующие выводы.

1. Увеличение содержания хрома делает  $\beta$ -фазу более прочной, но менее пластичной, чем  $\beta$ -фаза, стабилизированная только Мо. Повышение содержания молибдена затрудняет образование химического соединения  $TiCr_2$ , способствующего повышению хрупкости сплава.

2. Повышенное количество Cr и Mo в целом, увеличивает количество  $\beta$ -фазы, что влияет на прочностные характеристики.

3. При достижении содержания Cr и Mo верхних границ, допустимых ГОСТом [12], необходимо проводить двойной отжиг, способствующий уменьшению количества  $\beta$ -фазы и восстановлению пластичности.

#### Библиографический список

1. Хорев А. И. Фундаментальные и прикладные работы по титановым сплавам и перспективные направления их развития // Технология машиностроения. 2014. № 11. С. 5–10.
2. Хорев А. И. Результаты фундаментальных и прикладных работ по титановым сплавам и перспективы их развития // Вестник машиностроения. 2012. № 5. С. 47–49.
3. Егорова Ю. Б., Давыденко Л. В., Белова С. Б., Егоров Е. Н. Титановые сплавы для автомобилестроения. Современное машиностроение // Наука и образование. 2013. № 3. С. 1137–1146.
4. Ночовная Н. А., Алексеев Е. Б., Изотова А. Ю., Новак А. В. Пожаробезопасные титановые сплавы и особенности их применения // Титан. 2012. № 4 (38). С. 42–46.
5. Павлова Т. В., Кашапов О. С., Ночовная Н. А. Титановые сплавы для газотурбинных двигателей // Все материалы. Энциклопедический справочник. 2012. № 5. С. 8–14.
6. Демаков С. Л., Карабаналов М. С., Оленева О. А. Преобразование метастабильного  $\beta$ -твердого раствора в титановом

сплаве ВТИ-4 // Металловедение и термическая обработка металлов. 2014. № 9 (711). С. 34–39.

7. Беляев М. С., Горбовец М. А., Кашапов О. С., Ходинев И. А. Скорость роста трещины усталости в жаропрочном титановом сплаве BT41 // Проблемы безопасности полетов. 2013. № 8. С. 36–45.

8. Трофимов Е. А., Шаяхметов Р. У., Лутфуллин Р. Я. Экспериментальное определение модуля упругости  $\alpha$ - и  $\beta$ -фаз в титановом сплаве BT6 // Перспективные материалы. 2013. № 15. С. 124–127.

9. Костин К. В., Петунин П. В., Баязитов Р. Б., Кудрявцев И. А. Влияние комплексного легирования на повышение механических свойств и прочности титановых сплавов // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. 2016. № 4 (148). С. 45–47.

10. Ильин А. А., Скворцова С. В., Гвоздева О. Н., Пожого В. А. Формирование термически стабильной структуры в титановом сплаве с повышенным содержанием алюминия при термоводородной обработке // Титан. 2012. № 2 (36). С. 4–10.

11. Семенова И. П., Рааб Г. И., Валиев Р. З. Наноструктурные титановые сплавы: новые разработки и перспективы применения // Российские нанотехнологии. 2014. Т. 9. № 5–6. С. 84–95.

12. ГОСТ 19807-91. Титан и сплавы титановые деформируемые. Марки. Введ. 1992–07–01. URL: [http://standartgost.ru/g/ru/ru/14294833611/%D0%93%D0%9E%D0%A1%D0%A2\\_19807-91](http://standartgost.ru/g/ru/ru/14294833611/%D0%93%D0%9E%D0%A1%D0%A2_19807-91) (дата обращения: 03.04.2017).

**БУРГОНОВА Оксана Юрьевна**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Машиностроение и материаловедение», секция «Материаловедение и технология конструкционных материалов».

**ПАНТЮХОВА Ксения Николаевна**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Машиностроение и материаловедение», секция «Материаловедение и технология конструкционных материалов».

**БЕЛОЗЕРОВА Елена Павловна**, ассистент кафедры «Машиностроение и материаловедение», секция «Материаловедение и технология конструкционных материалов».

Адрес для переписки: oksbourg@mail.ru

Статья поступила в редакцию 17.04.2017 г.

© О. Ю. Бургонова, К. Н. Пантюхова, Е. П. Белозерова

## Книжная полка

**Коршунов, В. В. Расчет шихты для плавки металлов : учеб. текстовое электрон. изд. локального пространства : учеб. пособие / В. В. Коршунов, Е. А. Шибеев, В. П. Павлов. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2017. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).**

Рассмотрены основные положения дисциплины «Плавка металлов и сплавов» (раздел «Расчет шихты»), а также теоретические аспекты совершенствования расчета с использованием ЭВМ. Издание может быть полезно студентам, обучающимся по специальности 15.03.01 «Машины и технология литейного производства» направлений подготовки «Технологические машины и оборудование» и «Машиностроение», при подготовке к лекционным и практическим занятиям по дисциплине «Плавка металлов и сплавов», а также в процессе выполнения выпускной квалификационной работы.

## МОДЕЛЬ РОСТА УСТАЛОСТНЫХ ПОВЕРХНОСТНЫХ ТРЕЩИН ЗА ЦИКЛ НАГРУЖЕНИЯ «НАГРУЗКА—РАЗГРУЗКА»

Предложена модель роста усталостных трещин, учитывающая процессы разрушения, происходящие непосредственно у вершины трещины за цикл нагружения. Исследовано изменение напряжений у вершины трещины при нагружении образцов до максимальных напряжений и последующей их разгрузке до нуля. Получены формулы для вычисления скорости роста усталостных трещин, развивающихся по типу нормального отрыва при одноосном и двухосном нагружении металла в области трещины.

**Ключевые слова:** поверхностная трещина, двухосное нагружение, циклические напряжения, скорость роста трещины, коэффициент изменения средних напряжений.

Рост поверхностных трещин в процессе эксплуатации толстостенных конструкций, таких как цилиндрические и сферические резервуары, сосуды и аппараты высокого давления, магистральные трубопроводы и т.п. может привести к образованию утечек и даже разрушений с очень серьезными последствиями [1–4]. Кроме того, большую опасность представляют трещины в сильно нагруженных конструктивных элементах сложной формы, таких как турбинные диски [5], железнодорожные рельсы [6], несущие конструкции летательных аппаратов из алюминиевых сплавов [7].

В работе [8] описана методика усталостных испытаний стальных крестообразных образцов с поверхностной трещиной при двухосном нагружении. Данная методика применялась для исследования роста трещин в алюминиевом сплаве АК6 и стали 40Х. На рис. 1 приведены диаграммы роста усталостных поверхностных трещин и диаграммы скорости роста для указанных металлов.

В результате установлено, что скорость роста усталостных трещин увеличивается при двухосном растяжении (степень двухосности нагружения  $\lambda = +0,9$ ) и уменьшается при растяжении—сжатии ( $\lambda = -0,9$ ).

В работе [9] предложена упругопластическая модель роста усталостных поверхностных трещин в толстостенных конструкциях при двухосном нагружении. В вершине трещины, которая находится в срединном сечении поверхностной трещины, возникают две зоны деформации. На рис. 2 они показаны, на примере расчета эквивалентных напряжений Мизеса при одноосном нагружении сплава АК6. В зоне 1 происходит охрупчивание металла из-за роста нормальных напряжений в вершине трещины, а в зоне 2 возникают большие пластические деформации из-за развития касательных напряжений в процессе прорастания трещины, когда часть металла с образовавшейся свободной поверхностью получает поперечный сдвиг относительно неразрушенной части металла.

Однако предложенная модель роста трещин не учитывает полный цикл нагружения: нагрузка образца до максимальных напряжений и последующая разгрузка до напряжений, равных нулю. В данном случае имеются в виду номинальные напряжения в рабочей зоне образца.

При моделировании методом конечных элементов процесса «нагрузка—разгрузка» для всех материалов было установлено, что при нагружении образца до максимума все три нормальных напряжения в вершине трещины положительны (рис. 3), т.е. материал находится в состоянии трехосного растяжения. В процессе разгрузки до нуля напряжения в вершине трещины меняют знак на минус и материал переходит в состояние трехосного сжатия при очень высоких напряжениях. Следует отметить, что эффект смены знака напряжений наблюдается на расстоянии примерно до 0,2 мм впереди фронта трещины.

Причиной возникновения эффекта развития больших сжимающих напряжений в вершине трещины при разгрузке являются остаточные напряжения, возникающие от действия упругодеформированного металла на зону, где развивались пластические деформации.

Для изучения поведения трещины с учетом остаточных деформаций методом конечных элементов вычислялась величина раскрытия трещин для различных видов нагружения.

Раскрытие трещины, так же как и развитие пластических деформаций в вершине, оказалось значительно больше в случае растяжения—сжатия (рис. 4). Соответственно, и остаточное раскрытие после снятия нагрузки стало намного больше при растяжении—сжатии, чем при одноосном или двухосном растяжении.

На диаграммах отчетливо видно, что на расстоянии  $b \approx 0,005$  мм, где  $b$  — расстояние от фронта трещины в сторону ее берегов, происходит перегиб для всех вариантов нагружения. Это позволило оценить ригитупление трещины величиной

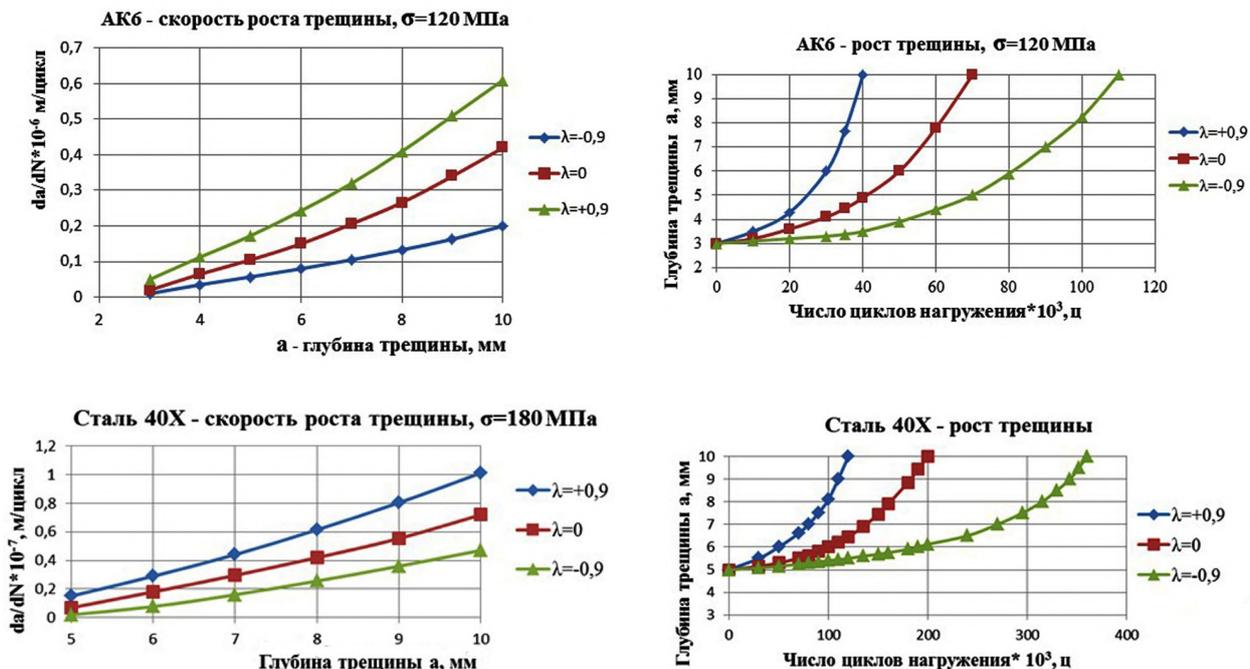


Рис. 1. Диаграммы роста и скорости роста усталостных трещин:  
а) сплав АК6; б) сталь 40Х

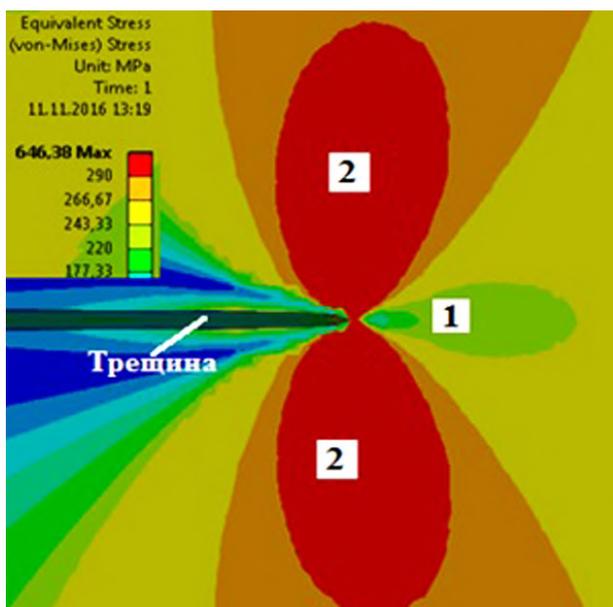


Рис. 2. Две зоны деформаций в вершине трещины:  
1 — зона охрупчивания;  
2 — зона пластических деформаций

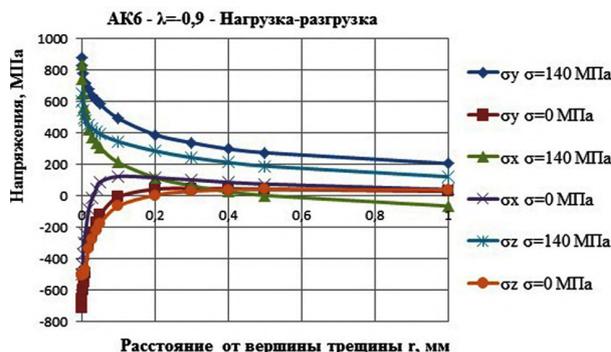


Рис. 3. Изменение нормальных напряжений в вершине трещины за цикл «нагрузка-разгрузка»

раскрытия трещины после разгрузки  $\delta_{0,005}^{+0,9}$ . Для стали 40X были получены следующие значения: двухосное растяжение  $\delta_{0,005}^{+0,9} = 5,2 \cdot 10^{-4}$  мм; одноосное растяжение  $\delta_{0,005}^{+0,9} = 5,6 \cdot 10^{-4}$  мм; растяжение-сжатие  $\delta_{0,005}^{+0,9} = 7,7 \cdot 10^{-4}$  мм. Таким образом, установлено, что различным видам нагружения соответствует различное раскрытие трещин и, соответственно, различное их притупление после снятия нагрузки. После развития пластических деформаций эффект остаточного раскрытия трещины проявляется и в отношении нормальных напряжений в зоне охрупчивания впереди фронта трещины.

В дальнейшем при разработке модели роста поверхностных трещин при циклическом нагружении предполагалось, что рост трещины, развивающейся по типу нормального отрыва, контролируется только нормальными напряжениями в зоне охрупчивания впереди фронта трещины.

За один цикл нагружения интенсивность процесса разрушения определяется как максимальными растягивающими напряжениями в период нагрузки, так и максимальными сжимающими напряжениями в период разгрузки.

В работе [10] исследуется развитие трещины при знакопеременном цикле нагружения. Автор отмечает, что, несмотря на существующее мнение о том, что фаза сжатия не влияет на рост трещины, существуют экспериментальные данные [11], в которых показано влияние сжимающих напряжений, как на скорость роста усталостных трещин, так и на их зарождение и развитие. В этой работе также предложена формула для определения скорости роста усталостных трещин при знакопеременном

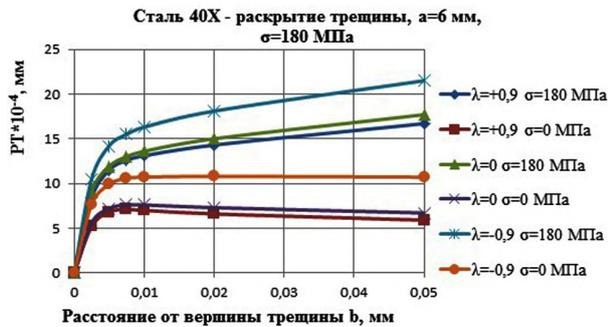


Рис. 4. Раскрытие трещины при нагрузке и разгрузке образца

**Сплав АК6. Размах средних напряжений  $\Delta\sigma_0$ ,  $a=5$  мм**

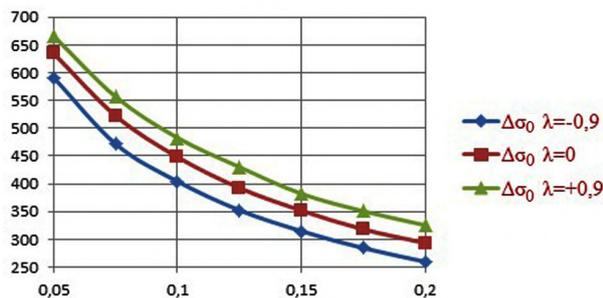


Рис. 6. Разность средних напряжений в вершине трещины при нагрузке и разгрузке

цикле нагружения, полученная на основе формулы Пэриса

$$\frac{dl}{dN} = C(K_I^t + K_I^c)^m, \quad (1)$$

где  $K_I^t$  — значения коэффициента интенсивности напряжений при максимальном растяжении;  $K_I^c$  — значение коэффициента интенсивности напряжений при сжатии с учетом возможного закрытия трещины.

Поскольку все нормальные напряжения впереди фронта трещины имеют высокие значения, было принято считать мерой хрупкого разрушения в вершине трещины среднее напряжение

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z}{3}. \quad (2)$$

Мерой хрупкого разрушения за один цикл нагружений принято считать разность средних напряжений при нагрузке и разгрузке:

$$\Delta\sigma_0 = \sigma_0^{(+)} - \sigma_0^{(-)}. \quad (3)$$

Для стали 40X результаты вычисления разности средних напряжений приведены на рис. 5, а для сплава АК6 — на рис. 6.

На этих рисунках диаграмма двухосного растяжения находится выше диаграммы одноосного растяжения, а диаграмма растяжения — сжатия находится ниже диаграммы одноосного растяжения. Все диаграммы являются плавными и возрастают в направлении к трещине. В связи с этим предложено

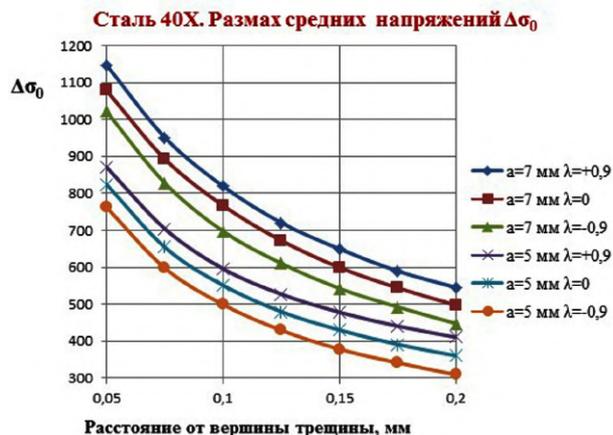


Рис. 5. Разность средних напряжений в вершине трещины при нагрузке и разгрузке

но для описания изменения среднего напряжения в вершине трещины за один цикл нагружения ввести характеристику, аналогичную коэффициенту интенсивности напряжений  $K_I$ . Такую характеристику предложено обозначать  $\Delta K_{\sigma_0}$  (коэффициент изменения средних напряжений за цикл нагружения) и вычислять ее следующим образом:

$$\Delta K_{\sigma_0} = \Delta\sigma_0 \sqrt{2\pi r}, \quad (4)$$

где  $r$  — расстояние от вершины трещины до точки, в которой вычислена величина  $\Delta\sigma_0$ .

Предложенный коэффициент позволяет характеризовать изменение средних напряжений в конкретной точке впереди фронта трещины, т.е. выполнять сравнительный анализ в условиях подобию механизмов разрушения.

В данной работе предлагается два варианта формулы для определения скорости роста усталостных трещин при двухосном нагружении, полученные с применением коэффициента изменения средних напряжений за цикл нагружения  $\Delta K_{\sigma_0}$ . Первый вариант предусматривает оценку влияния двухосного нагружения на скорость роста трещины по сравнению с одноосным нагружением. Для стали 40X формула Пэриса для одноосного нагружения имеет следующий вид:

$$\frac{da}{dN} = 0,3 \cdot 10^{-12} (\Delta K_I)^{4,7}, \quad (5)$$

где  $\Delta K_I$  — размах коэффициента интенсивности напряжений при одноосных испытаниях образцов из стали 40X.

С учетом анализа диаграмм на рис. 5 и 6 предложено оценивать влияние двухосного нагружения на скорость роста трещин с помощью коэффициента изменения средних напряжений  $\Delta K_{\sigma_0}$ , вычисленного впереди фронта трещины на расстоянии  $r = 0,1$  мм.

Тогда для двухосного растяжения получим  $\left(\frac{\Delta K_{\sigma_0}^\lambda}{\Delta K_{\sigma_0}^0}\right)^{4,7} = 1,47$  и  $\frac{V_\lambda}{V_0} = 1,45$ , а для растяжения — сжатия  $\left(\frac{\Delta K_{\sigma_0}^\lambda}{\Delta K_{\sigma_0}^0}\right)^{4,7} = 0,64$  и  $\frac{V_\lambda}{V_0} = 0,65$ . В данных выражениях  $\Delta K_{\sigma_0}^\lambda$  вычисляется при двухосном нагружении, а  $\Delta K_{\sigma_0}^0$  вычисляется при одноосном нагружении.

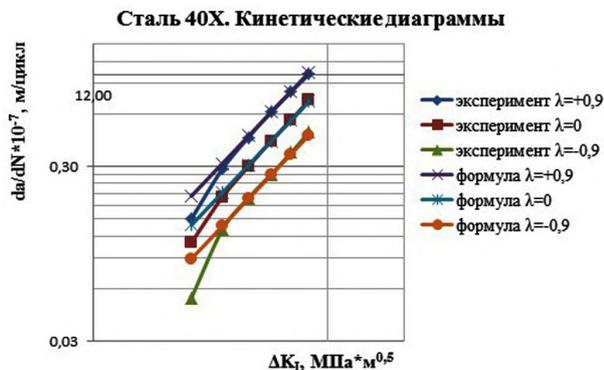


Рис. 7. Кинетические диаграммы, построенные для модели «нагрузка-разгрузка»

Аналогично  $V_\lambda$  — скорость роста трещины, измеренная при двухосных испытаниях, а  $V_0$  — скорость роста трещины, измеренная при одноосных испытаниях. Как видно, сравниваемые отношения очень близки по величине, что дает основание предложить формулу для вычисления скорости роста

усталостных трещин при двухосном нагружении в следующем виде

$$\frac{da}{dN} = C \left( \frac{\Delta K_{\sigma 0}^\lambda}{\Delta K_{\sigma 0}^0} \Delta K_I \right)^n \quad (6)$$

где  $C$  и  $n$  — постоянные Пэриса для исследуемого материала.

Для стали 40X уравнение скорости роста будет выглядеть следующим образом:

$$\frac{da}{dN} = 0,3 \cdot 10^{-12} \left( \frac{\Delta K_{\sigma 0}^\lambda}{\Delta K_{\sigma 0}^0} \Delta K_I \right)^{4,7} \quad (7)$$

а для сплава АК6:

$$\frac{da}{dN} = 0,75 \cdot 10^{-11} \left( \frac{\Delta K_{\sigma 0}^\lambda}{\Delta K_{\sigma 0}^0} \Delta K_I \right)^{4,0} \quad (8)$$

На рис. 7 для стали 40X приведены кинетические диаграммы роста трещин, построенные

Таблица 1

Коэффициент изменения средних напряжений за цикл нагружения  $\Delta K_{\sigma 0}$

$r$ , мм	$\Delta \sigma_0$			$\Delta K_{\sigma 0}$		
	$a = 6$ мм			$a = 6$ мм		
	$\lambda = +0,9$	$\lambda = 0$	$\lambda = -0,9$	$\lambda = +0,9$	$\lambda = 0$	$\lambda = -0,9$
0,05	666	635	592	11,81	11,25	10,48
0,075	557	523	472	12,09	11,34	10,24
0,1	483	448	404	12,10	11,24	10,13
0,125	430	393	353	12,06	11,00	9,88
0,15	382	352	315	11,73	10,80	9,67
0,175	351	318	285	11,64	10,55	9,44
0,2	326	294	260	11,54	10,41	9,21

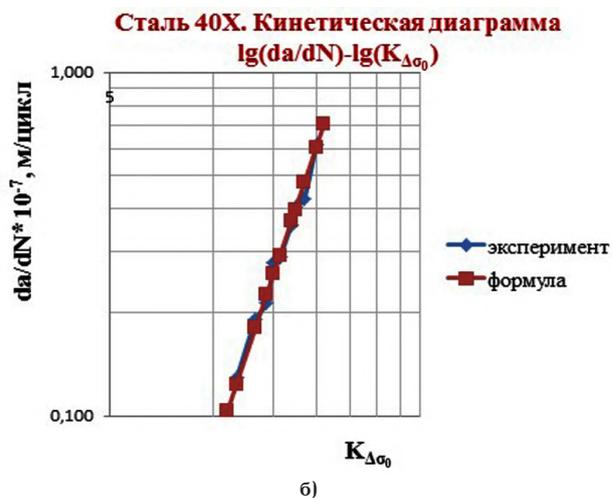


Рис. 8. Кинетические диаграммы роста усталостных трещин: а) сплав АК6; б) сталь 40X

по формуле (7), а также по результатам проведенных экспериментов. Все экспериментальные данные измерения скорости роста трещин хорошо совпадают с прямыми линиями, построенными по формуле (7). Из общего ряда выпадают только первые точки эксперимента, соответствующие самой низкой скорости роста трещин, для которых  $K_I < K_{th}$ , где  $K_{th}$  — пороговое значение коэффициента интенсивности напряжений, при котором применима формула Пэриса.

Вторая формула для определения скорости роста усталостных трещин при двухосном нагружении принципиально отличается от формулы Пэриса. Формула Пэриса определяет скорость роста усталостных трещин в зависимости от размаха коэффициента интенсивности напряжений  $\Delta K_I$ , а предлагаемая формула создана на предположении, что для трещин, развивающихся по типу нормального отрыва, скорость роста определяется изменением средних напряжений за цикл нагружения впереди фронта трещины.

В табл. 1 для сплава АК6 приведены результаты вычислений разности средних напряжений за цикл нагружения  $\Delta\sigma_0$  на расстоянии  $r$  впереди фронта трещины для различных видов нагружения, а также приведены результаты вычисления коэффициента изменения средних напряжений за цикл нагружения  $\Delta K_{\sigma 0}$ .

На основании предложенной модели роста усталостных трещин по данным вычисления  $\Delta K_{\sigma 0}$  и результатам экспериментального определения скорости роста трещин были получены следующие формулы для сплава АК6:

$$\frac{da}{dN} = 5,37 \cdot 10^{-12} (\Delta K_{\sigma 0})^{4,33}, \quad (9)$$

и для стали 40Х:

$$\frac{da}{dN} = 8,12 \cdot 10^{-12} (\Delta K_{\sigma 0})^{3,01}. \quad (10)$$

Кинетические диаграммы, построенные в двойных логарифмических координатах  $\lg(da/dN) - \lg(\Delta K_{\sigma 0})$  на основании уравнений (9) и (10) представляют собой прямые линии (рис. 8). Экспериментальные точки хорошо совпадают с построенными прямыми линиями, что является подтверждением правильности разработанной модели роста трещин.

Таким образом, предложенная модель роста усталостных трещин позволяет учесть процессы разрушения, происходящие непосредственно у вершины трещины, за весь цикл нагружения, т.е. как при нагружении, так и при разгрузке испытываемых образцов. Полученные формулы дают возможность

вычислять скорость роста усталостных трещин, развивающихся по типу нормального отрыва как при одноосном, так и при двухосном нагружении материала в области трещины.

#### Библиографический список

1. Остсёмин А. А., Заварухин В. Ю. Прочность нефтепровода с поверхностными дефектами // Проблемы прочности. 1993. № 12. С. 51–59.
2. Фокин М. Ф. Оценка прочности труб магистральных трубопроводов с дефектами стенки, ориентированными по окружности трубы, по критерию возникновения течи перед разрушением // Прикладная механика и технологии машиностроения: сб. науч. тр. Н. Новгород: Интелсервис, 2005. С. 69–76.
3. Sahu Y., Moulick S. Analysis of Semi-elliptical Crack in a Thick Walled Cylinder Using FEM // International Journal of Advanced Engineering Research and Studies. 2015. Vol. IV. P. 231–235.
4. Миронов А. А., Волков В. М. Модель разрушения оболочек с поверхностными трещинами // Проблемы прочности. 2006. № 68. С. 45–51.
5. Рабинович В. П. Прочность турбинных дисков. М.: Машиностроение, 1965. 152 с.
6. Крысанов Л. Г. Влияние сжимающих напряжений на развитие усталостных трещин в рельсах // Повышение надежности верхнего строения пути в современных условиях эксплуатации: сб. науч. тр. М.: Интекст. 2000. С. 55–59.
7. Шанявский А. А., Карасёв А. В., Попов С. Д., Вансович К. А. Кинетика роста несквозных усталостных трещин в элементах самолетных конструкций // Наука и техника Гражданской авиации. М.: Центр научно-технической информации Гражданской авиации. 1982. № 2. С. 19–22.
8. Вансович К. А., Ядров В. И. Усталостные испытания стальных крестообразных образцов с поверхностной трещиной при двухосном нагружении // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. 2012. № 3 (113). С. 117–121.
9. Вансович К. А. Упругопластическая модель роста усталостных поверхностных трещин в толстостенных конструкциях при двухосном нагружении // Инженерный журнал: наука и инновации. 2017. № 3. С. 1–16.
10. Тихомиров В. М. Рост трещины при знакопеременном цикле нагружения // Прикладная механика и техническая физика. 2008. № 5, т. 49. С. 190–198.
11. Шабанов А. П. О механизме роста усталостных трещин в поле внешних сжимающих напряжений // Прикладная механика и техническая физика. 2005. Т. 46, № 6. С. 108–115.

**ВАНСОВИЧ Константин Александрович**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Нефтегазовое дело, стандартизация и метрология». Адрес для переписки: vansovichka@mail.ru

Статья поступила в редакцию 10.05.2017 г.

© К. А. Вансович