

ПРОБЛЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ И НАДЕЖНОСТИ МАШИН



6

2023

СОДЕРЖАНИЕ

Механика машин

Динамический гаситель колебаний с регулируемой жесткостью <i>А. Н. Зотов, А. П. Токарев</i>	3
--	---

Надежность, прочность, износостойкость машин и конструкций

Двухпараметрический критерий разрушения, учитывающий двумерное стеснение деформации по фронту трещины смешанного типа <i>А. М. Покровский, Ю. Г. Матвиенко</i>	11
Влияние структуры армирования и граничных условий на устойчивость четырехугольных композитных панелей <i>Н. С. Азиков, А. В. Зинин</i>	22
Защитные и трибологические свойства сульфонатных смазок <i>В. Д. Самусенко, И. Р. Татур, О. А. Кальянова, С. С. Стрельникова, И. А. Буяновский</i>	32
Исследование влияния параметров макрогеометрии на герметичность соединений вала с манжетой <i>О. А. Леонов, Н. Ж. Шкаруба, Л. А. Гринченко, Д. А. Пупкова, Д. У. Хасьянова</i>	40
Влияние волновых резонансных воздействий на седиментационную устойчивость дисперсий наночастиц крахмала <i>С. Р. Ганиев, В. П. Касилов, О. Н. Кислогубова, О. А. Бутикова, Н. Е. Кочкина</i>	48

Новые технологии в машиностроении

Структура, кинематика и прототипирование параллельного манипулятора с удаленным центром вращения <i>В. А. Глазунов, П. А. Ларюшкин, К. А. Шалюхин</i>	54
Устройство безопасности на основе сплава с высокотемпературной памятью формы <i>Н. Н. Попов, Д. В. Пресняков, А. А. Костылева</i>	62

Экспериментальная механика. Диагностика испытания

Методика трибологических исследований высокоскоростных упорных подшипников из SiSiC <i>М. Н. Ерофеев, И. С. Славский</i>	70
Влияние режимов резания на эксплуатационные характеристики изделия <i>А. А. Ковалев, Н. В. Рогов, С. Е. Тихомиров, А. С. Краско, Ю. Е. Моисеев</i>	77
Фреттинг-изнашивание металл–металлополимерных пар трения <i>А. Ю. Албагачиев, Б. М. Гантимиров</i>	87
Повышения эффективности уплотнения компрессорных цилиндров газомотокомпрессоров в системе газлифтной добычи нефти морских месторождений <i>В. И. Алиев, И. И. Гасанов</i>	96
Напряжения в балочных переходах магистральных газопроводов при динамических нагрузках <i>Т. Н. Фесенко, Е. А. Дронова</i>	102

Новости. Сообщения

Эдуард Иванович Григолюк (к 100-летию со дня рождения)	113
--	-----

МЕХАНИКА МАШИН

УДК 62.752.2

ДИНАМИЧЕСКИЙ ГАСИТЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ
С РЕГУЛИРУЕМОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ© 2023 г. А. Н. Зотов^а, А. П. Токарев^{а,*}^аУфимский государственный нефтяной технический университет, Уфа, Россия

*e-mail: art-tokarev@yandex.ru

Поступила в редакцию 26.12.2022 г.

После доработки 04.06.2023 г.

Принята к публикации 20.06.2023 г.

Статья посвящена разработке динамического гасителя колебаний, представляющего собой систему, в которой пневмопружина перемещается между направляющими заданной формы перпендикулярно их оси симметрии. Форма направляющих определяется из условия, что характеристика динамического гасителя – линейная, что эквивалентно пружине с заданной жесткостью. Основным недостатком большинства современных динамических гасителей является то, что они эффективны при работе только на определенной частоте вынуждающей силы, действующей на защищаемый объект. При небольшом изменении этой частоты, амплитуда защищаемого объекта может многократно возрасти. В статье доказано, что, изменяя расчетным образом давление в пневмопружине предлагаемого гасителя, можно получить заданную жесткость динамического гасителя, при которой он эффективен при различных частотах вынуждающей силы.

Ключевые слова: динамический гаситель колебаний, направляющие, пневмопружина, частота колебаний, резонанс

DOI: 10.31857/S0235711923050176, **EDN:** UAFWLW

Динамическим гасителем колебаний, в простейшем случае можно считать заданную массу m_2 , которая соединена через пружину жесткостью c_2 с защищаемым от вибрации подпружиненным объектом массой m_1 (рис. 1а).

Такая система имеет две степени свободы, и амплитуда колебаний защищаемого объекта при возмущающей силе $F_0 \sin(pt)$ определяется формулой [1]

$$A_1 = \frac{F_0(c_2 - m_2 p^2)}{(c_1 + c_2 - m_1 p^2)(c_2 - m_2 p^2) - c_2^2}, \quad (1)$$

где F_0 – амплитуда возмущающей силы; p – частота возмущающей силы; c_1 – жесткость пружины, соединяющей защищаемый объект с основанием; c_2 – жесткость динамического гасителя; m_1 – масса защищаемого объекта; m_2 – масса динамического гасителя.

На рис. 1б представлена зависимость $A_1(p)$, полученная по формуле (1) при следующих данных: $F_0 = 1$ Н; $c_1 = 1$ Н/м; $c_2 = 1$ Н/м; $m_1 = 1$ кг; $m_2 = 0.1$ кг. Масса динамического гасителя принята $m_2 = 0.1m_1$ по рекомендации, приведенной в источнике [2].

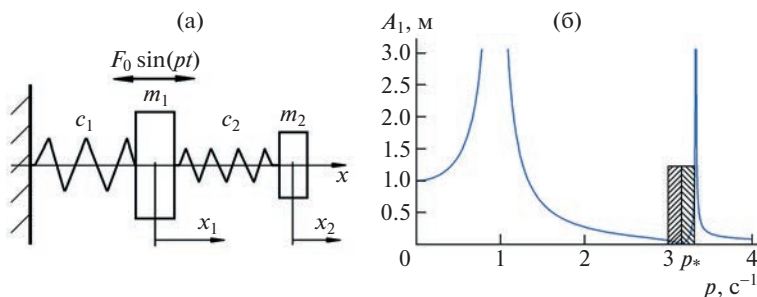


Рис. 1. Схема (а) и характеристика (б) динамического гасителя.

При определенной частоте $p_* = \sqrt{c_2/m_2} \approx 3.16$ амплитуда $A_1(p_*) = 0$. На рис. 1б штриховкой показано как изменяется амплитуда A_1 при малом изменении частоты p_* ($p_{*1} = 0.95p_*$; $p_{*2} = 1.05p_*$). Пятипроцентное увеличение частоты возмущающей силы приводит практически к резонансу (рис. 1). Это основной недостаток динамических гасителей. Решению этой проблемы посвящено множество работ [3–9].

Для того, чтобы при изменении частоты возмущающей силы амплитуда колебаний защищаемого объекта равнялась нулю, должно выполняться следующее условие:

$\frac{c_2}{m_2} = p^2$. Для выполнения этого условия при заданных частотах можно изменять или массу динамического гасителя m_2 (при $c_2 = \text{const}$), как это предложено в источнике [10], или изменять величину c_2 (при $m_2 = \text{const}$), чему посвящена статья [11].

Считается, что динамический гаситель был изобретен Фрамом в 1909 г. [12] (в средние века на востоке динамический гаситель в виде подвешенного бревна использовали для сейсмозащиты, например, пагод). Динамические гасители используются во многих отраслях человеческой деятельности, в первую очередь, в машиностроении (судостроение, космонавтика, автомобилестроение), в последнее время широко стали применять в строительстве. Теоретические основы расчета динамических гасителей были заложены в работах Дж.П. Ден-Гартога [13] и С.П. Тимошенко [14]. Динамические гасители чаще всего применяют при гашении резонансных колебаний в конструкциях, обладающих малым затуханием. Известны динамические гасители, в состав которых входят дополнительные связи в виде устройств для преобразования движения, а также сочленение с Г-образным твердым телом, которое установлено на упругих опорах [15]. Существуют многочастотные динамические гасители колебаний [16]. Эффективность динамического гасителя существенно зависит от массы (момента инерции) дополнительного объекта. При малой массе дополнительного объекта полоса гашения колебаний оказывается весьма узкой. Идеи динамического гашения колебаний получили широкое применение в динамике приводов, в которых для получения динамических эффектов используются центробежные силы инерции. В системах с несколькими степенями свободы режимы динамического гашения колебаний могут возникать в механизмах, имеющих конструктивные особенности, из-за которых движение по одной из координат компенсируется движением по другим координатам без привлечения специальных средств. Одним из направлений изучения режимов динамического гашения является введение дополнительных динамических связей, таких, как механические колебательные структуры и механизмы [17]. Известны динамические гасители, в которых используется упругая емкость, частично заполненная жид-

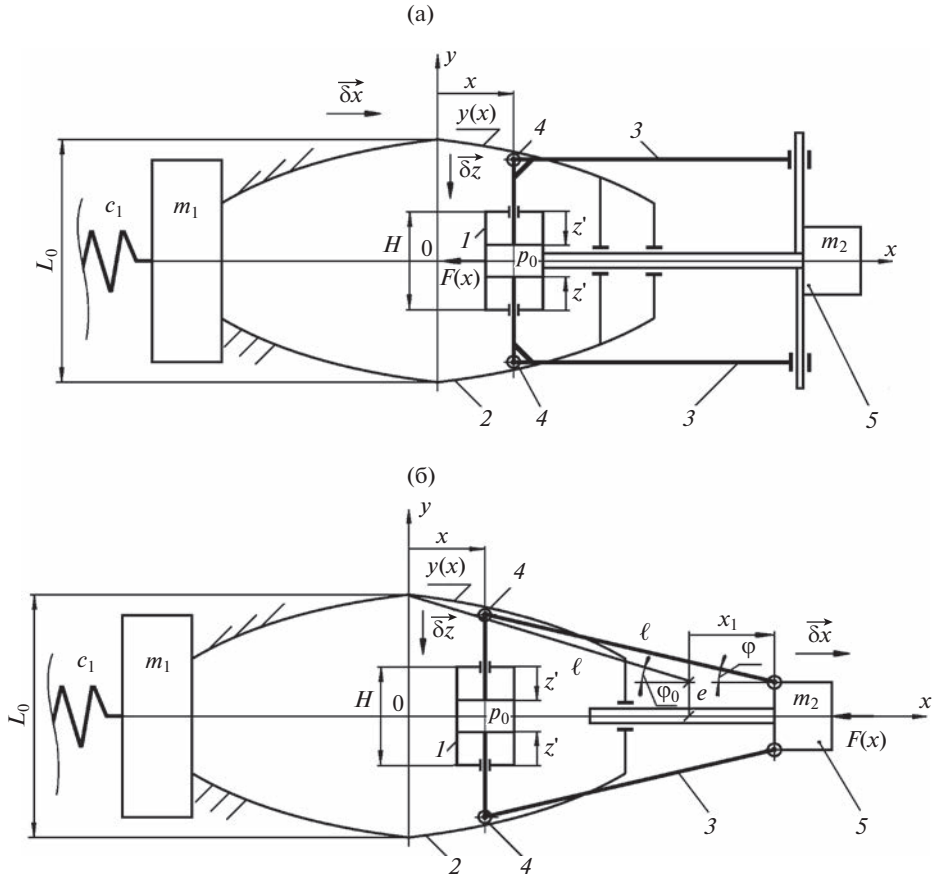


Рис. 2. Предлагаемые схемы динамического гасителя.

костью. Рассматриваемый гаситель имеет большую плотность резонансных частот [18].

Нами предлагается динамический гаситель, у которого жесткость дополнительной пружины может изменяться в необходимых пределах. Такой гаситель предлагается использовать в механизмах, у которых частота возмущающей силы меняется в процессе эксплуатации. Например, предполагается их использование при виброзащите двигателей внутреннего сгорания, поршневых насосов, компрессоров. Также предлагаемый динамический гаситель может применяться для электродвигателей магистральных насосных агрегатов с частотным регулированием режимов работы.

Определение параметров динамического гасителя для получения заданной жесткости дополнительной пружины. Два варианта схем предлагаемого динамического гасителя представлены на рис. 2.

Для получения изменяемой жесткости c_2 дополнительной пружины (рис. 1а) предлагаются системы, в которых пневмопружина 1 перемещается между направляющими расчетной формы 2, жестко соединенными с защищаемым объектом, перпендикулярно их оси симметрии. Стержни 3 соединены с роликами 4, контактирующими с направляющими, и шарнирно с дополнительной массой 5.

В варианте (рис. 2а) стержни 3 остаются все время параллельными оси x и перемещение пневмопружины 1 равно перемещению дополнительной массы 5. В варианте (рис. 2б) эти перемещения не равны. Масса динамического гасителя m_2 учитывает массу пневмопружины. Принимаем радиусы роликов, контактирующих с направляющими равными нулю. Рассмотрим расчет направляющих для варианта (рис. 2а). Для получения восстанавливающей силы $F(x) = -c_2x$ воспользуемся зависимостью (2). Трением пренебрегаем.

$$-\int F_{pn} dz = \int F(x) dx, \quad (2)$$

где $z = 2\left(\frac{L_0}{2} - y\right)$; $dz = d(L_0 - 2y) = -2dy$; $F_{pn} = \frac{H^n A p_0}{(H - z)^n}$ – характеристика пневмопружины; H – высота цилиндра пневмопружины; A – площадь поршня, ($A = \pi D^2/4$); D – диаметр поршня пневмопружины; p_0 – начальное избыточное давление в пневмопружине; $y(x)$ – функция, определяющая форму направляющих; $n = 1.25$ – показатель политропы [1].

Взяв неопределенные интегралы (2), получим выражение

$$\frac{AH^n p_0 (H - L_0 + 2y)^{1-n}}{n-1} = \frac{c_2 x^2}{2} + C. \quad (3)$$

Определим постоянную интегрирования C из выражения (3) при условии, что $y(x=0) = \frac{L_0}{2}$. Получаем $C = \frac{AHp_0}{n-1}$.

Подставив эту постоянную в выражение (3) и, опуская выкладки, получим зависимость $y(x)$ при которой восстанавливающая сила линейная $F(x) = -c_2x$.

$$y = \frac{L_0}{2} - \frac{H}{2} + 0.5 \left(\frac{(n-1)c_2 x^2}{2AH^n p_0} + H^{1-n} \right)^{1/(1-n)}. \quad (4)$$

На рис. 3а представлены зависимости, полученные по формуле (4), при разных значениях коэффициента c_2 . Показана зависимость при $x > 0$ и $y > 0$.

При определении формы направляющих в варианте (рис. 3б) следует учесть, что формула (2) приобретает вид

$$\int \frac{2H^n A p_0}{(H - (L_0 - 2y))^n} dy = \int -c_2 \cdot x_1 dx_1, \quad (5)$$

где $x_1 = x + \sqrt{\ell^2 - (y - e)^2} - \sqrt{\ell^2 - \left(\frac{L_0}{2} - e\right)^2}$ (рис. 2б).

Взяв неопределенные интегралы, и вычислив в постоянную интегрирования получаем зависимость $y(x)$ для варианта (рис. 2б).

$$y = \frac{L_0}{2} - \frac{H}{2} + 0.5 \left(\frac{(n-1)c_2 \left(x + \sqrt{\ell^2 - (y - e)^2} - \sqrt{\ell^2 - \left(\frac{L_0}{2} - e\right)^2} \right)^2}{2AH^n p_0} + H^{1-n} \right)^{1/(1-n)}. \quad (6)$$

Численное решение уравнения (6) представлено на рис. 2б.

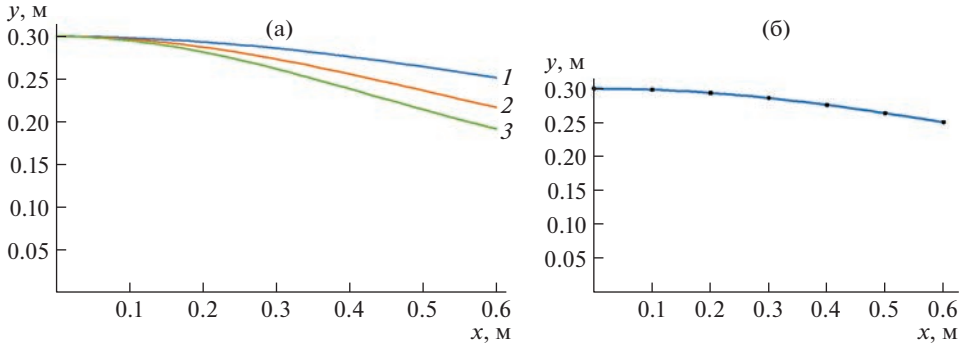


Рис. 3. Зависимости формы направляющих $y(x)$ при разных значениях коэффициента c_2 : $L_0 = 0.6$ м; $H = 0.4$ м; $n = 1.25$; $D = 0.2$ м; $p_0 = 5 \times 10^5$ Н/м². (а): 1 – $c_2 = 10^4$ Н/м; 2 – $c_2 = 2 \times 10^4$ Н/м; 3 – $c_3 = 3 \times 10^4$ Н/м; (б): $c_2 = 10^4$ Н/м; $\ell = 1$ м; $e = 0.1$ м.

Рассмотрим, как будет меняться зависимость восстанавливающей силы динамического гасителя $F(x)$ при одних и тех же направляющих с изменением давления в пневмопружине (рис. 2а).

Из равенства (2) выразим зависимость $F(x)$

$$F(x) = \frac{2F_{pn}dy}{dx}. \quad (7)$$

Дифференциал от зависимости (4)

$$dy = \frac{c_{20}H^{-n}(-1+n)x \left(H^{1-n} + \frac{c_{20}H^{-n}(-1+n)x^2}{2Ap_0} \right)^{\frac{n}{1-n}}}{2A(1-n)p_0} dx. \quad (8)$$

Подставляя выражение (8) и $F_{pn}(y)$ в уравнение (7), после упрощения получаем

$$F(x) = - \frac{p_{02}c_{20}x \left(H^{1-n} + \frac{c_{20}H^{-n}(-1+n)x^2}{2Ap_0} \right)^{\frac{n}{1-n}}}{p_0(H - L_0 + 2y)^n}, \quad (9)$$

где $c_{20} = 2 \times 10^4$ Н/м – коэффициент жесткости динамического гасителя, для которого рассчитывались направляющие по формуле (4); p_{02} – изменяемое давление в пневмопружине; $p_0 = 5 \times 10^5$ Н/м² – начальное избыточное давление, для которого рассчитывались направляющие по формуле (4); y – определяется выражением (4). На рис. 4 представлены зависимости, полученные по формуле (9) при разных значениях давления p_{02} .

Изменением давления в пневмопружине (рис. 4), можно получить необходимую линейную характеристику с заданной жесткостью динамического гасителя. Подставляя $F(x) = -c_2x$ в уравнение (9), получаем зависимость требуемого давления в пневмопружине от заданной жесткости динамического гасителя $p_{02}(c_2)$.

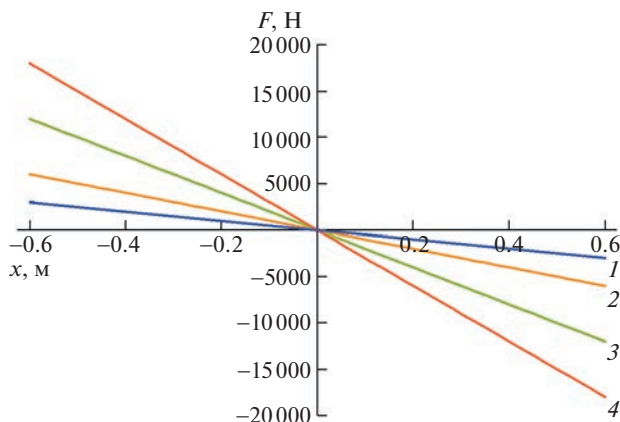


Рис. 4. Зависимости восстанавливающей силы динамического гасителя $F(x)$ при разных значениях давления в пневмопружины: 1 – $c_2 = 5 \times 10^3$ Н/м; $p_{02} = 1.25 \times 10^5$ Н/м²; 2 – $c_2 = 10^4$ Н/м; $p_{02} = 2.5 \times 10^5$ Н/м²; 3 – $c_2 = 2 \times 10^4$ Н/м; $p_{02} = 5 \times 10^5$ Н/м²; 4 – $c_3 = 3 \times 10^4$ Н/м; $p_{02} = 7.5 \times 10^5$ Н/м²; $L_0 = 0.6$ м; $H = 0.4$ м; $n = 1.25$; $A = \pi D^2/4$; $D = 0.2$ м; $p_0 = 5 \times 10^5$ Н/м².

$$p_{02} = \frac{c_2 p_0 (H - L_0 + 2y(x_*))^n}{c_{20} \left(H^{1-n} + \frac{c_{20} H^{-n} (-1+n) x_*^2}{2A p_0} \right)^{\frac{n}{1-n}}}, \quad (10)$$

где x_* – произвольное значение координаты пневмопружины.

На рис. 5а представлена линейная зависимость $p_{02}(c_2)$, полученная по формуле (9). На рис. 5б представлены зависимости давления в пневмопружины от частоты возмущающей силы p ($c_2 = m_2 p^2$) при разных значениях массы динамического гасителя m_2 .

Зависимость (рис. 5а) подтверждает ранее полученные данные. Для получения жесткостей c_2 равных 5000 Н/м, 10000 Н/м, 20000 Н/м, 30000 Н/м необходимы давления пневмопружины p_{02} : 1.25×10^5 Н/м², 2.5×10^5 Н/м², 5×10^5 Н/м², 7.5×10^5 Н/м² соответственно, что подтверждается зависимостями на рис. 4.

На рис. 6 представлен вариант схемы предлагаемого динамического гасителя с изменяемой жесткостью. Защищаемый от вибрации объект 1 соединен с неподвижным основанием пружиной 2 жесткостью c_1 . Направляющие 3 жестко соединены с защищаемым объектом.

Пневмопружина 4, в которой отсутствует поршень, чтобы уменьшить силы трения, может перемещаться перпендикулярно оси симметрии направляющих. Пневмопружина контактирует с направляющими через ролики 5. Стержни 6 связывают центры роликов с дополнительной массой 7.

Заметим, что величина массы m_2 включает массы движущихся частей динамического гасителя. Контроль частоты возмущающей силы осуществляет датчик 8. По данным этого датчика управляющая система 9 изменяет давление в пневмопружины

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Пановко Я.Г.* Основы прикладной теории колебаний и удара Л.: Политехника. 1990. С. 272.
2. Вибрации в технике: справочник в 6-ти т. / Под ред. В.Н. Челомея. М.: Машиностроение, 1978. Т. 6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К.В. Фролова, 1981. С. 456.
3. *Cheng Y., Deyu L., Li Ch.* Dynamic vibration absorbers for vibration control within a frequency band // *Journal of Sound and Vibration*. 2011. V. 330. P. 1582.
4. *Aguirre G., Gorostiaga M., Porchez T., Munoa J.* Self-tuning dynamic vibration absorber for machine tool chatter suppression // 28th Annual Meeting of the American Society for Precision Engineering (ASPE), Oct. 2013, St. Paul, Minnesota, United States.
5. *Yongjun S., Xiaoran W., Shaopu Y., Haijun X.* Parameters Optimization for a Kind of Dynamic Vibration Absorber with Negative Stiffness // *Mathematical Problems in Engineering*. 2016. V. 4. P. 1. <https://doi.org/10.1155/2016/9624325>
6. *Ramy F.H., Jimmy S.I.* Design of a vibration absorber for harmonically forced damped systems // *J. of Vibration and Control*. 2013. V. 21. Iss. 9. P. 1810.
7. *Xuezhi Z., Zhaobo C., Yinghou J.* Optimizations of distributed dynamic vibration absorbers for suppressing vibrations in plates // *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*. 2018. V. 37 (4). P. 1188.
8. *Vu D.P., Tong V.C., Pham V.L.* Optimal parameters of dynamic vibration absorber for linear damped rotary systems subjected to harmonic excitation // *Vietnam Journal of Mechanics, VAST*. 2020. V. 42. № 4. P. 385.
9. *Khomenko A.P., Eliseev S.V., Artyunin A.I.* Dynamic damping of vibrations of technical object with two degrees of freedom // *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 87, 2017.
10. *Almashhor A., Asiri S.A.* Development of a new tuned vibration absorber based on one degree-of-freedom of translational motion // *Cogent Engineering*. 2021. V. 8 (1). P. 1.
11. *Komatsuzaki T., Iwata Y.* Design of a Real-Time Adaptively Tuned Dynamic Vibration Absorber with a Variable Stiffness Property Using Magnetorheological Elastomer // *Shock and Vibration*. 2015. V. 568. P. 1. <https://doi.org/10.1155/2015/676508>
12. *Frahm H.* US Patent 989958. Device for damping vibrations of bodies, 1909.
13. *Ден-Гартог Д.П.* Механические колебания. М.: Физматгиз, 1960. 580 с.
14. *Тимошенко С.П.* Колебания в инженерном деле. М.: Наука, 1971. 444 с.
15. *Елисеев С.В. и др.* Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов. Иркутск: ИГУ, 2008. 523 с.
16. *Макаров С.Б., Панкова Н.В., Перминов М.Д.* Мультирезонансный динамический гаситель // *Проблемы машиностроения и автоматизации*. 2012. № 2. С. 70.
17. *Трофимов А.Н.* Концепция обратной связи в динамике механических систем и процессы динамического гашения колебаний: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. Иркутск: Иркут. гос. ун-т путей сообщения, 2012. 17 с.
18. *Макаров С.Б. и др.* Исследование упругих конструкций, частично заполненных жидкостью, в качестве многочастотных динамических гасителей колебаний (МДГК) // *Проблемы машиностроения и автоматизации*. 2016. № 2. С. 80. URL: <https://rucont.ru/efd/422116> (дата обращения: 16.03.2023).

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

УДК 539.3:539.42

**ДВУХПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ КРИТЕРИЙ РАЗРУШЕНИЯ,
УЧИТЫВАЮЩИЙ ДВУХМЕРНОЕ СТЕСНЕНИЕ ДЕФОРМАЦИИ
ПО ФРОНТУ ТРЕЩИНЫ СМЕШАННОГО ТИПА**© 2023 г. А. М. Покровский^{a,*}, Ю. Г. Матвиенко^b^aМосковский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия^bИнститут машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

*e-mail: pokrovsky@bmstu.ru

Поступила в редакцию 24.06.2023 г.

После доработки 03.08.2023 г.

Принята к публикации 20.08.2023 г.

В настоящей статье предложен новый критерий разрушения для трещины смешанного типа (тип I + тип II), основанный на предположении, что максимальные тангенциальные напряжения в зоне предразрушения равны локальной прочности материала. При этом размер зоны предразрушения и локальная прочность определены с учетом несингулярных T_{xx} - и T_{zz} -напряжений, входящих в разложение функции напряжений Вильямса. Использование в расчете T_{xx} - и T_{zz} -напряжений позволяет описать двухмерное локальное стеснение деформации по фронту трещины в трехмерных телах. В полученное выражение для эффективного коэффициента интенсивности напряжений (КИН), кроме K_I и K_{II} входят отношения T_{xx} - и T_{zz} -напряжений к пределу текучести, что позволяет учесть стеснение деформаций в поперечном и продольном направлениях фронта трещины соответственно. Приведен пример реализации разработанного критерия применительно к определению разрушающей нагрузки растянутой пластины со сквозной наклонной трещиной. Представлены зависимости T_{xx} - и T_{zz} -напряжений по толщине пластины для различных углов наклона трещины и толщин пластины. Показано, что увеличение толщины пластины и уменьшение угла наклона трещины приводят к снижению разрушающей нагрузки.

Ключевые слова: коэффициент интенсивности напряжений, T_{xx} - и T_{zz} -напряжения, критерий разрушения, трещина смешанного I + II типа

DOI: 10.31857/S0235711923060135, **EDN:** YXPNKR

Оценка трещиностойкости деталей является чрезвычайно актуальной задачей, которая позволяет своевременно сделать вывод о возможности существования конструкции с имеющимся в ней трещиноподобным дефектом. Часто реальные детали и конструкции нагружены таким образом, что в них наблюдаются трещины смешанного типа, т.е. такие, в которых присутствует растрескивание по I, II и III типам. Частным случаем трещины смешанного типа, причем довольно часто встречающимся на практике, является трещина смешанного типа (I + II), т.е. нормального отрыва и поперечного сдвига.

Для оценки трещиностойкости деталей с трещинами смешанного типа (I + II) наиболее часто используется критерий максимальных тангенциальных напряжений (МТН), согласно которому разрушение происходит тогда, когда максимальные тангенциальные напряжения в зоне предразрушения равны предельному значению [1]. В качестве предельного значения обычно используется предел текучести или предел

прочности, а в качестве размера зоны предразрушения поправка Ирвина на пластическую зону [2].

В настоящее время все большее применение в расчетах на трещиностойкость, кроме классических параметров упругой механики разрушения, таких как, коэффициент интенсивности напряжений (КИН) и интенсивность выделения упругой энергии в вершину трещины, находят компоненты лежащих в плоскости трещины несингулярных T -напряжений, входящих в разложение функции напряжений Вильямса [3]. Использование в расчетах T_{xx} -напряжений позволяет описать стеснение деформаций в направлении перпендикулярном фронту трещины, а T_{zz} -напряжений параллельном фронту трещины [4]. В России наибольший вклад в популяризацию использования компонентов T -напряжений в расчетах на трещиностойкость и живучесть внесен в работах [4–6].

В статье [7] критерий максимальных тангенциальных напряжений был доработан, посредством учета несингулярных T_{xx} -напряжений. В работе [4] предложено в качестве предельного напряжения в зоне предразрушения использовать локальную прочность материала, зависящую не только от предела текучести, но и от T_{xx} -напряжений, а также сделан следующий шаг в усовершенствовании критерия максимальных тангенциальных напряжений, а именно, предложено использовать в условии разрушения осредненные максимальные тангенциальные напряжения, которые приравниваются к локальной прочности материала.

Целью настоящей статьи является разработка двухпараметрического критерия разрушения для трещины смешанного типа (I + II), в который кроме T_x -напряжений, входят еще и T_{zz} -напряжения.

Формулировка критерия разрушения. В упругом случае поля напряжений в окрестности трещины смешанного типа (I + II) можно представить в виде [8]

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{1}{\sqrt{2\pi r}} \left[K_I \cos \frac{\theta}{2} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right) - K_{II} \sin \frac{\theta}{2} \left(2 + \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2} \right) \right] + T_{xx}, \\ \sigma_y &= \frac{1}{\sqrt{2\pi r}} \left[K_I \cos \frac{\theta}{2} \left(1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right) + K_{II} \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2} \right], \\ \tau_{xy} &= \frac{1}{\sqrt{2\pi r}} \left[K_I \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2} + K_{II} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right) \right], \\ \sigma_z &= \frac{2\mu}{\sqrt{2\pi r}} \left[K_I \cos \frac{\theta}{2} - K_{II} \sin \frac{\theta}{2} \right] + T_{zz}, \quad T_{zz} = E\varepsilon_z + \mu T_{xx},\end{aligned}\tag{1}$$

где $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}$ – нормальные и касательные напряжения, T_{xx} и T_{zz} – компоненты несингулярных T -напряжений, лежащих в плоскости трещины и направленные перпендикулярно и параллельно фронту трещины, соответственно; ε_z – деформация в направлении фронта трещины; E – модуль Юнга; μ – коэффициент Пуассона; r, θ – радиус-вектор и угол в полярной системе координат, связанной с точкой на фронте трещины (рис. 1).

В полярной системе координат, связанной с вершиной трещины, тангенциальные напряжения σ_θ , перпендикулярные радиусу вектора r , согласно (1) будут иметь вид [4]

$$\sigma_\theta(r, \theta) = \frac{1}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left[K_I \cos^2 \frac{\theta}{2} - \frac{3}{2} K_{II} \sin \theta \right] + T_{xx} \sin^2 \theta.\tag{2}$$

Воспользуемся критерием максимальных тангенциальных напряжений [1], согласно которому трещина растет в направлении плоскости действия максимальных тан-

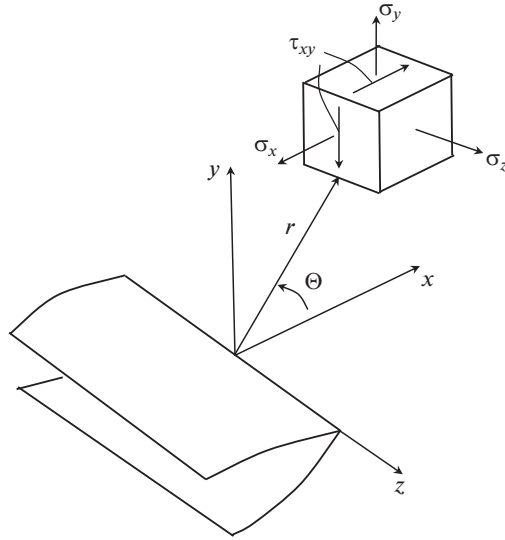


Рис. 1. Напряженное состояние по фронту сквозной трещины.

генциальных напряжений. Для определения этого направления, определяемого углом θ^* , приравняем к нулю производную от тангенциального напряжения

$$\left. \frac{\partial \sigma_\theta}{\partial \theta} \right|_{\theta=\theta^*} = 0. \quad (3)$$

Подстановка σ_θ по формуле (2) для r равного размеру зоны предразрушения r_c в условие (3) приводит к выражению для вычисления θ^* [4]

$$K_I \sin \theta^* + K_{II} (3 \cos \theta^* - 1) - \frac{16}{3} T_{xx} \sqrt{2\pi r_c} \sin \frac{\theta^*}{2} \cos \theta^* = 0. \quad (4)$$

В связи с тем, что плоскость действия максимальных тангенциальных напряжений является главной площадкой, касательные напряжения $\tau_{\theta r}$ в ней и перпендикулярной ей площадке отсутствуют (рис. 2). Поэтому размер зоны предразрушения в этом направлении можно определить для трещины нормального отрыва [9]

$$r_c = \frac{(1 - 2\mu)^2}{2\pi} \left(\frac{K_{Ic}}{\sigma_T + T_{zz}} \right)^2. \quad (5)$$

Следует отметить, что формула (5) получена согласно гипотезе пластичности Треска–Сен-Венана с использованием для записи эквивалентного напряжения выражений (1) при $\theta = 0$. Кроме того, в критерии максимальных тангенциальных напряжений, учитывающим только T_{xx} -напряжения [7], размер зоны предразрушения также определяется на основании гипотезы пластичности Треска–Сен-Венана для трещины нормального отрыва. Причем это выражение совпадает с поправкой Ирвина на пластическую зону [10].

Подстановка формулы (5) в уравнение (4) приводит к окончательному выражению для вычисления θ^*

$$K_I \sin \theta^* + K_{II} (3 \cos \theta^* - 1) - \frac{16(1 - 2\mu)K_{Ic}}{3(\sigma_T + T_{zz})} T_{xx} \sin \frac{\theta^*}{2} \cos \theta^* = 0. \quad (6)$$

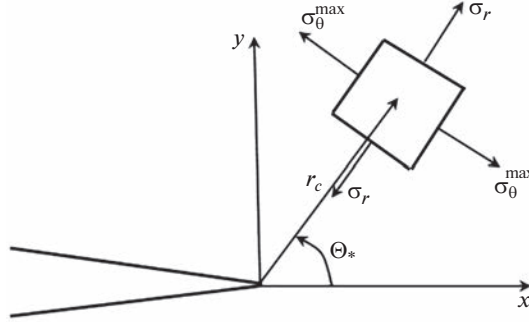


Рис. 2. Направление роста трещины.

Критерием разрушения будет являться условие, при котором максимальное тангенциальное напряжение, вычисленное по формуле (2) для угла $\theta = \theta^*$, на расстоянии от вершины трещины, равно размеру зоны предразрушения, равно локальной прочности материала

$$\sigma_\theta(r_c, \theta_*) = \frac{1}{\sqrt{2\pi r_c}} \cos \frac{\theta^*}{2} \left[K_I \cos^2 \frac{\theta^*}{2} - \frac{3}{2} K_{II} \sin \theta^* \right] + T_{xx} \sin^2 \theta^* = \sigma_0. \quad (7)$$

Локальную прочность материала σ_0 вычислим, согласно [9], с учетом T_{xx} и T_{zz} -напряжений

$$\sigma_0 = -\frac{T_{xx} - 2T_{zz}}{2(1 - 2\mu)} + \sqrt{\left(\frac{T_{xx} - 2T_{zz}}{2(1 - 2\mu)} \right)^2 + \frac{\sigma_T^2 - T_{xx}^2 - T_{zz}^2 + T_{xx}T_{zz}}{(1 - 2\mu)^2}}. \quad (8)$$

Подстановка локальной прочности материала по формуле (8) в уравнение (7) приводит к выражению

$$\begin{aligned} \sigma_\theta(r, \theta^*) &= \frac{(\sigma_T + T_{zz})}{K_{Ic}(1 - 2\mu)} \cos \frac{\theta^*}{2} \left[K_I \cos^2 \frac{\theta^*}{2} - \frac{3}{2} K_{II} \sin \theta^* \right] = \\ &= -\frac{T_{xx} - 2T_{zz}}{2(1 - 2\mu)} + \sqrt{\left(\frac{T_{xx} - 2T_{zz}}{2(1 - 2\mu)} \right)^2 + \frac{\sigma_T^2 - T_{xx}^2 - T_{zz}^2 + T_{xx}T_{zz}}{(1 - 2\mu)^2}} - T_{xx} \sin^2 \theta^*. \end{aligned}$$

Это выражение можно переписать в виде

$$\begin{aligned} &\frac{2(\sigma_T + T_{zz})}{\sqrt{(T_{xx} - 2T_{zz})^2 + 4(\sigma_T^2 - T_{xx}^2 - T_{zz}^2 + T_{xx}T_{zz})^2 - T_{xx}[1 + 2(1 - 2\mu)\sin^2 \theta_*] + 2T_{zz}}} \times \\ &\times \cos \frac{\theta_*}{2} \left[K_I \cos^2 \frac{\theta_*}{2} - \frac{3}{2} K_{II} \sin \theta_* \right] = K_{Ic}. \end{aligned}$$

Тогда обозначив левую часть уравнения за K_{eff} можно получить выражение для эффективного коэффициента интенсивности напряжений

$$\begin{aligned} K_{eff} &= \frac{2(\sigma_T + T_{zz})}{\sqrt{(T_{xx} - 2T_{zz})^2 + 4(\sigma_T^2 - T_{xx}^2 - T_{zz}^2 + T_{xx}T_{zz})^2 - T_{xx}[1 + 2(1 - 2\mu)\sin^2 \theta_*] + 2T_{zz}}} \times \\ &\times \cos \frac{\theta_*}{2} \left[K_I \cos^2 \frac{\theta_*}{2} - \frac{3}{2} K_{II} \sin \theta_* \right]. \end{aligned}$$

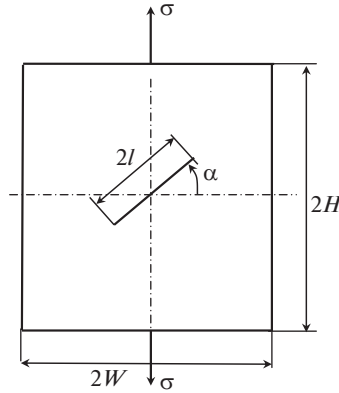


Рис. 3. Схема растянутой пластины с наклонной трещиной.

Вводя для упрощения выражения отношения Т-напряжений к пределу текучести, придем к следующему критерию разрушения:

$$K_{eff} = \frac{2(1 + \chi_z)}{\sqrt{(\chi_x - 2\chi_z)^2 + 4(1 - \chi_x^2 - \chi_z^2 + \chi_x\chi_z)^2 - \chi_x[1 + 2(1 - 2\mu)\sin^2\theta^*] + 2\chi_z}} \times \times \cos \frac{\theta_*}{2} \left[K_I \cos^2 \frac{\theta_*}{2} - \frac{3}{2} K_{II} \sin \theta_* \right] = K_{Ic}, \quad (9)$$

где $\chi_x = T_{xx}/\sigma_T$, $\chi_z = T_{zz}/\sigma_T$.

Воспользуемся полученным критерием для определения разрушающего напряжения σ_{frac} для растянутой пластины высотой $2H$, шириной $2W$ и толщиной $2t$ со сквозной трещиной длиной $2l$, наклоненной относительно горизонтали на угол α (рис. 3). Очевидно, что для такой трещины будет возникать КИН I и II типов, т.е. трещина будет смешанного типа.

Для упрощения процедуры создания конечно-элементной модели вместо исходной задачи решали две задачи: растяжения и чистого сдвига пластины с поперечной трещиной. Сгенерировать конечно-элементную сетку для пластины с поперечной трещиной намного проще, чем с наклонной, особенно когда нужно рассматривать пластины с различными углами наклона трещины.

В расчете использовался авторский конечно-элементный комплекс [9].

Напряжения для этих задач определяли из уравнений равновесия как растягивающее σ_α и касательное τ_α напряжения в плоскости наклонной трещины соответственно [11]

$$\sigma_\alpha = \sigma \cos^2 \alpha, \quad \tau_\alpha = \frac{1}{2} \sigma \sin 2\alpha. \quad (10)$$

В первой задаче рассматривалась пластина с поперечной трещиной, растянутая нормальными напряжениями σ_α . Очевидно, что трещина в этом случае будет нормального отрыва (тип I). Во второй задаче рассматривалась пластина с поперечной трещиной, находящаяся в условии чистого сдвига. Касательные напряжения задавались равными τ_α . Трещина в этом случае будет поперечного сдвига (тип II). В связи с этим K_I вычислялся из решения первой задачи, а K_{II} из решения второй.

Очевидно, что суммарное напряженное состояние в окрестности вершины трещины, по которому вычисляются КИН и T -напряжения, при таком задании напряжений будет не сильно отличаться от исходного.

Для проверки обоснованности такого подхода были вычислены K_I и K_{II} в пластине с наклонной трещиной полудлиной $l = W/2$ и с отношением высоты к ширине равном $5/4$, для которой в справочнике [12] приведены значения КИН для некоторых углов наклона. Толщина пластины принималась, равной $1/20$ от ширины.

В силу симметрии первой задачи и косой симметрии второй задачи относительно трех плоскостей рассматривалась только восьмая часть пластины (рис. 4). Сначала пластина разбивалась на прямоугольные параллелепипеды. Причем по ширине и высоте пластина разбивалась на 20 шагов, а по толщине на 5. Шаги по высоте и толщине были постоянные, а по ширине были разные в зоне трещины и вне ее. Каждый параллелепипед разбивался на шесть тетраэдральных симплекс-элементов [13]. Количество конечных элементов в модели составляло 12 тысяч. После вычисления постоянных напряжений и деформаций в тетраэдральных конечных элементах они осреднялись по параллелепипедам. При решении первой задачи грани пластины, совпадающие с координатными плоскостями xu и uz , закреплялись в направлении z и x соответственно. Грань, совпадающая с плоскостью xz , закреплялась по направлению y , но только вне зоны трещины. При решении второй задачи грань пластины, совпадающая с координатной плоскостью xu , также как в первом случае, закреплялась в направлении оси z . Грань, совпадающая с координатной плоскостью uz , закреплялась в направлении оси y . Грань, совпадающая с плоскостью xz , закреплялась по направлению x вне зоны трещины. Нагружение в первой задаче осуществлялось по направлению оси y в узлах, выходящих на грань, параллельную плоскости xz . Узловые силы рассчитывались по напряжению σ_α . Во второй задаче узловые силы, рассчитанные по τ_α , прикладывались в узлах, лежащих на грани параллельной xz в направлении оси x , а на грани параллельной uz в направлении оси y .

Вычисление КИН проводилось с использованием асимптотического метода расчета по значениям перемещений в точках, лежащих на берегах трещины в срединной плоскости в окрестности фронта трещины, по формулам [10]

$$K_I^{(i)} = \frac{E v_i}{4\kappa \sqrt{r_i}} \sqrt{\frac{2\pi}{r_i}}, \quad K_{II}^{(i)} = \frac{E u_i}{4\kappa \sqrt{r_i}} \sqrt{\frac{2\pi}{r_i}},$$

где κ – коэффициент, зависящий от типа плоской задачи теории упругости. $\kappa = 1 - \mu^2$ для ПДС и $\kappa = 1$ для плоского напряженного состояния (ПНС). $K_I^{(i)}$, $K_{II}^{(i)}$ и v_i , u_i – КИН I и II типов и перемещения по оси x и y соответственно в i -х точках.

На основании метода экстраполяции [14] вычислялись $K_I^{(i)}$, $K_{II}^{(i)}$ в пяти точках. При этом значения КИН в последних трех точках укладывались на линию близкую к прямой, которая экстраполировалась до оси, проходящей через вершину трещины. Данное значение принималось за КИН.

В табл. 1 представлены результаты сравнения значений, полученных МКЭ, с данными из [12] для угла наклона трещины равного 22.5° . Из таблицы видно, что численные значения достаточно хорошо согласуются с данными из справочника. Данный факт свидетельствует о том, что напряженно-деформированное состояние (НДС) в окрестности фронта трещины, по которому вычисляются КИН и T -напряжения, для исходной расчетной схемы с наклонной трещиной близко к суммарному НДС в двух расчетных схемах с поперечными трещинами. Следует отметить, что T_{xx} - и T_{zz} -напряжения возникают в обеих схемах, и значения для пластины с наклонной трещиной определяются на основании принципа суперпозиции, т.е. как сумма T -напряжений для двух расчетных схем.

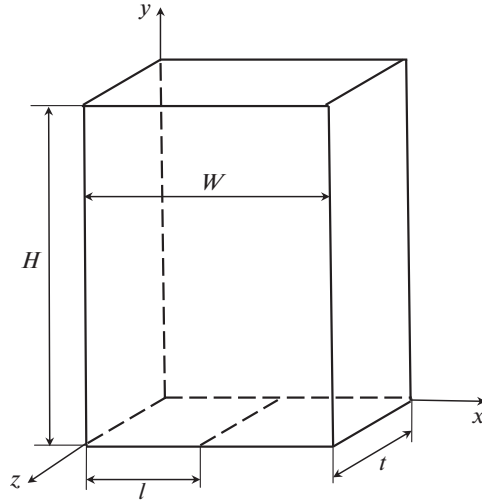


Рис. 4. Расчетная схема.

Для каждой схемы T_{xx} -напряжения вычислялись, согласно (1), по напряжениям в плоскости трещины ($\theta = 0$) по формуле

$$T_{xx} = \sigma_x - \sigma_y. \quad (11)$$

Для расчета T_{xx} -напряжения также, как при расчете КИН, использовался метод экстраполяции [14]. При этом T_{xx} -напряжения вычислялись формуле (10) в 5 точках на линии продолжения трещины для данной точки фронта. При этом также, как при расчете КИН, значения для последних трех точек укладывались на прямую линию. Экстраполяция этой прямой до вершины трещины давала значение T_{xx} -напряжения в данной точке фронта трещины. Значения T_{zz} -напряжений в этой точке определялись по формуле (1) по T_{xx} -напряжениям и деформациям ϵ_z в этой точке.

Алгоритм численного расчета разрушающего напряжения σ_{fract} для пластины заключается в следующем:

1. Задается произвольное значение внешнего напряжения σ , например, равное 200 МПа. Для заданного угла наклона трещины α по формулам (10) определяются напряжения σ_α и τ_α . С использованием МКЭ вычисляются K_I , K_{II} , T_{xx} - и T_{zz} -напряже-

Таблица 1. Сравнение расчетных значений КИН со справочными данными

l/W	0.4		0.5		0.6	
	МКЭ	[13]	МКЭ	[13]	МКЭ	[13]
$K_I/\sigma\sqrt{\pi l}$	0.939	0.955	1.01	1.04	1.10	1.12
$\delta, \%$	1.68		2.88		1.84	
$K_{II}/\sigma\sqrt{\pi l}$	0.333	0.351	0.364	0.352	0.382	0.375
$\delta, \%$	5.13		3.41		1.79	

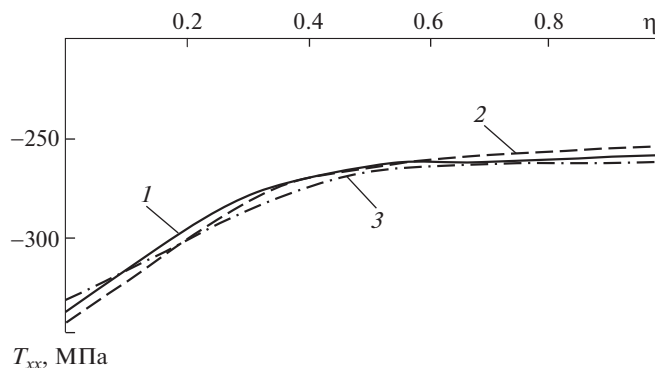


Рис. 5. Распределение T_{xx} -напряжений по толщине пластины толщиной: 1 – 20 мм; 2 – 40 мм; 3 – 100 мм.

ния. Причем, как уже отмечалось, суммарные T_{xx} - и T_{zz} -напряжения определяются посредством суммирования T_{xx} - и T_{zz} -напряжений для двух схем.

2. Посредством итерационного решения уравнения (6) вычисляется угол распространения трещины θ^* в наиболее опасной точке фронта трещины, лежащей на срединной плоскости. По формуле (9) определяется эффективный КИН K_I^{eff} в этой точке. Полученное значение сравнивается с вязкостью разрушения K_{Ic} .

3. Корректируется значение внешнего напряжения по формуле

$$\sigma' = K_{Ic} / K_I^{eff} \sigma.$$

4. Так как параметры линейной механики разрушения прямопропорциональны внешней нагрузке, значения K_I , K_{II} , T_{xx} и T_{zz} корректируются посредством умножения на K_{Ic} / K_I^{eff} .

5. Для скорректированных значений K_I , K_{II} , T_{xx} и T_{zz} процедура повторяется, начиная с пункта 2. Итерационный процесс завершается, когда эффективный КИН отличается от вязкости разрушения менее чем на 1%.

Следует отметить, что необходимость в итерациях возникает вследствие того, что K_I , K_{II} , T_{xx} - и T_{zz} -напряжения линейно зависят от растягивающего напряжения σ , а эффективный КИН, согласно (9), нелинейно от χ_x и χ_z , т.е. от T -напряжений. Кроме того, входящий в выражение (9) угол θ^* нелинейно зависит от всех параметров механики разрушения K_I , K_{II} , T_{xx} - и T_{zz} -напряжений.

Результаты расчетов. В качестве иллюстрации возможностей приведенного алгоритма на рис. 5 представлено распределение T_{xx} -напряжений, а на рис. 6 T_{zz} -напряжений по толщине пластины для квадратной пластины со стороной 200 мм со сквозной наклонной соосной трещиной длиной 100 мм. Пластина растянута постоянным напряжением $\sigma = 200$ МПа, угол $\alpha = 30^\circ$ (рис. 3).

На рис 5 и 6 по оси абсцисс отложена относительная координата η , равная отношению расстояния от свободной поверхности пластины к половине толщины.

Из рис. 5 видно, что максимальные по модулю T_{xx} -напряжения возникают на поверхности пластины, а минимальные на срединной плоскости. Распределение T_{xx} -напряжений практически не зависит от толщины пластины, что вполне ожидаемо, поскольку на T_{xx} -напряжения влияют геометрия тела, размер трещины и схема нагружения, но не толщина. Из рис. 6 видно, что также, как и T_{xx} -напряжения, максимальные

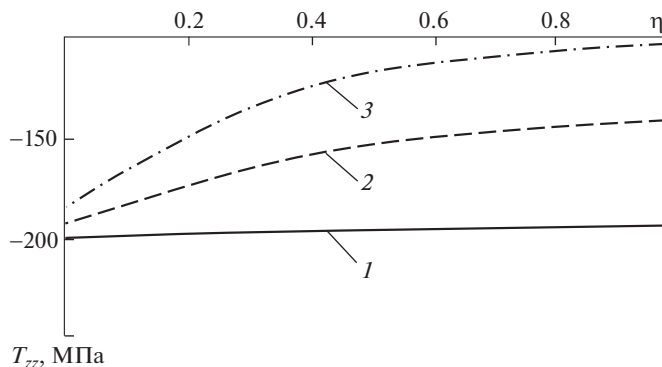


Рис. 6. Распределение T_{zz} -напряжений по толщине пластины: 1 – 10 мм; 2 – 20 мм; 3 – 50 мм.

по модулю T_{zz} -напряжения возникают на поверхности пластины. Причем значения T_{zz} -напряжений по модулю меньше, чем T_{xx} -напряжения. Следует отметить, что в отличие от T_{xx} -напряжений, T_{zz} -напряжения существенно зависят от толщины пластины и снижаются по модулю по мере увеличения толщины пластины. Расчеты показали, что начиная с толщины, равной 10 мм и меньше, T_{xx} - и T_{zz} -напряжения практически не изменяются по толщине. Изменение составляет не более трех процентов.

Для изучения влияния угла наклона трещины на разрушающее напряжение σ_{frac} были проведены расчеты для значения $\alpha = 30, 45$ и 60° . Рассматривалась такая же растянутая квадратная пластина, как выше, толщиной 10 мм. Значение вязкости разрушения K_{Ic} принималось равным $50 \text{ МПа} \sqrt{\text{м}}$. Причем разрушающее напряжение было определено, как с помощью предложенного двухпараметрического критерия разрушения МТН, так и классического однопараметрического критерия МТН. Для последнего угол направления распространения трещины θ^* и эффективный КИН определяют по формулам [1]

$$\theta^* = 2 \arctg \left(\frac{1 - \sqrt{1 + 8\lambda^2}}{4\lambda} \right), \quad K_{eff} = \cos \frac{\theta^*}{2} \left(K_I \cos^2 \frac{\theta^*}{2} - \frac{3}{2} K_{II} \sin \theta^* \right).$$

Результаты расчетов сведены в табл. 2, в которой значения КИН и T -напряжений приведены для значения внешнего напряжения, равного разрушающему напряжению.

При увеличении угла наклона трещины α значения КИН уменьшаются (табл. 2), как при использовании однопараметрического критерия максимальных тангенциальных напряжений, так и при использовании двухпараметрического критерия. Причем значения КИН соответствующие разрушающему напряжению в первом случае меньше. Это связано с тем, что в двухпараметрическом критерии учитываются T -напряжения, которые снижают эффективный КИН. При этом значения T -напряжений по модулю уменьшаются по мере увеличения угла α . Аналогичный вывод получен в работе [4] при исследовании T -напряжений в диаметрально сжатом диске с центральной сквозной наклонной трещиной. Так же, как в работе [4], получилось, что для всех рассматриваемых углов наклона трещины T_{zz} -напряжения по модулю меньше, чем T_{xx} -напряжения. В связи с уменьшением по модулю T -напряжений эффективный КИН меньше снижается при увеличении угла α . Поэтому разрушающие напряжения, рассчитанные по однопараметрическому и двухпараметрическому критериям, меньше

Таблица 2. Влияние угла наклона трещины на разрушающее напряжение

$\alpha, ^\circ$	Однопараметрический критерий МТН				Двухпараметрический критерий МТН					
	$K_I, \text{МПа} \cdot \text{м}^{1,2}$	$K_{II}, \text{МПа} \cdot \text{м}^{1,2}$	$\theta^*, ^\circ$	$\sigma_{frac}, \text{МПа}$	$K_I, \text{МПа} \cdot \text{м}^{1,2}$	$K_{II}, \text{МПа} \cdot \text{м}^{1,2}$	$T_{xx}, \text{МПа}$	$T_{zz}, \text{МПа}$	$\theta^*, ^\circ$	$\sigma_{frac}, \text{МПа}$
30	42.2	20.6	-61.6	121	55.6	27.0	-227	-151	-26.9	159
45	31.0	26.1	-55.6	132	42.1	35.5	-194	-104	-40.3	181
60	22.4	32.6	-46.7	191	27.0	39.4	-148	-56.1	-51.6	231

Таблица 3. Влияние толщины пластины на разрушающее напряжение

$2t, ^\circ$	Однопараметрический критерий МТН				Двухпараметрический критерий МТН					
	$K_I, \text{МПа} \cdot \text{м}^{1,2}$	$K_{II}, \text{МПа} \cdot \text{м}^{1,2}$	$\theta^*, ^\circ$	$\sigma_{frac}, \text{МПа}$	$K_I, \text{МПа} \cdot \text{м}^{1,2}$	$K_{II}, \text{МПа} \cdot \text{м}^{1,2}$	$T_{xx}, \text{МПа}$	$T_{zz}, \text{МПа}$	$\theta^*, ^\circ$	$\sigma_{frac}, \text{МПа}$
10	42.2	20.6	-61.6	121	55.6	27.0	-227	-151	-26.9	159
40	42.5	20.4	-61.7	121	53.2	25.5	-194	-105	-29.1	151
100	41.9	20.6	-61.5	119	51.4	25.3	-190	-76.2	-51.6	145

отличаются при увеличении угла α . Так для $\alpha = 30^\circ$ отличие составляет 23.9%, а для $\alpha = 60^\circ$ — 17.3%. Наиболее важный вывод заключается в том, что разрушающие напряжения σ_{frac} , рассчитанные по однопараметрическому критерию, получаются заниженными в среднем на 20%. Угол распространения трещины θ^* отрицательный для двух вариантов расчета, причем больше зависит от угла α при использовании двухпараметрического критерия. При изменении α от 30 до 60° θ^* при использовании однопараметрического критерия уменьшается по модулю на 24.2%, а при использовании двухпараметрического критерия увеличивается по модулю почти в два раза.

Для изучения влияния толщины пластины на разрушающее напряжение была рассмотрена такая же пластина, как и при исследовании влияния угла наклона трещины. Рассматривалась трещина длиной 100 мм, наклоненная на угол 30°. Толщина пластины принималась равной 10, 20 и 100 мм. Результаты расчетов сведены в табл. 3. При использовании однопараметрического критерия (табл. 3) разрушающее напряжение σ_{frac} и угол распространения трещины θ^* практически не зависят от толщины пластины. Этот факт объясняется тем, что КИН не зависит от толщины пластины как для трещины I, так и II типа. Небольшие отличия (меньше 1%) возникают вследствие погрешности численного вычисления.

При использовании двухпараметрического критерия, наблюдается снижение разрушающего напряжения при увеличении толщины пластины, за счет существенного понижения T_{zz} -напряжений по модулю. Угол распространения трещины увеличивается по модулю при увеличении толщины пластины. Разрушающие напряжения, прогнозируемые по однопараметрическому критерию, кроме того, что не зависят от толщины пластины, получаются сильно заниженными, что свидетельствует о целесообразности применения разработанного критерия разрушения для более точной оценки статической трещиностойкости деталей с трещинами смешанного типа I + II.

Заключение. В настоящей статье разработан критерий разрушения для трещины смешанного типа I + II. С использованием разработанных алгоритмов проведена оценка статической трещиностойкости растянутой пластины разной толщины с на-

клонной сквозной трещиной. В результате проведенного исследования можно сформулировать следующие выводы: **1.** Разработанный критерий разрушения позволяет учесть двухосное стеснение деформаций по фронту трещины смешанного типа посредством введения в критериальное уравнение компонентов T -напряжений, а именно, T_{xx} и T_{zz} несингулярных T -напряжений, лежащих в плоскости трещины и направленных перпендикулярно и параллельно, соответственно. Введение в рассмотрение T_{zz} несингулярных напряжений позволяет учесть толщину пластины. **2.** Уменьшение угла наклона исходной трещины и увеличение толщины пластины приводят к снижению разрушающего напряжения. **3.** Однопараметрический критерий максимальных тангенциальных напряжений, а также двухпараметрический критерий, в который входят только T_{xx} -напряжения, не позволяют учесть толщину пластины при вычислении разрушающих напряжений. **4.** Разрушающие напряжения, прогнозируемые по однопараметрическому критерию разрушения, получаются сильно заниженными, особенно для тонких пластин. **5.** Разработанный двухпараметрический критерий разрушения позволяет не только определить разрушающее напряжение, но и прогнозировать траекторию распространения трещины с учетом толщины пластины.

Конфликт интересов. Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Erdogan F., Sih G.C.* On the Crack Extension in Plates under Plane Loading and Transverse Shear // *Journal of Basic Engineering*. 1963. V. 85 (4). P. 519.
2. *Черепанов Г.В.* Механика разрушения. М.: Изд-во: Регулярная и хаотическая динамика, Институт компьютерных исследований, 2012. 872 с.
3. *Williams M.L.* On the Stress Distribution at the Base of a Stationary Crack // *Journal of Applied Mechanics*. 1957. V. 24 (1). P. 109.
4. *Матвиенко Ю.Г.* Двухпараметрическая механика разрушения. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2020. 208 с.
5. *Belova O.N., Stepanova L.V.* Coefficients of the Williams power expansion of the near crack tip stress field in continuum linear elastic fracture mechanics at the nanoscale // *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*. 2022. T. 119. 103298.
6. *Stepanova L.V., Belova O.N.* Stress intensity factors, T-stresses and higher order coefficients of the Williams series expansion and their evaluation through molecular dynamics simulations // *Mechanics of Advanced Materials and Structures*. 2022. V. 30 (15). P. 1.
<https://doi.org/10.1080/15376494.2022.2084800>
7. *Aliha M.R.M., Ayatollahi M.R., Smith D.J., Pavier M.J.* Geometry and size effects on fracture trajectory in a limestone rock under mixed mode loading // *Eng. Fract. Mech.* 2010. V. 77. P. 2200.
8. *Nakamura T., Parks D.M.* Determination of elastic T-stress along three-dimensional crack front an interaction integral // *Int. J. Solid Struct.* 1992. V. 29. P. 1597.
9. *Покровский А.М., Матвиенко Ю.Г.* Критерий разрушения, учитывающий двухосное стеснение деформаций по фронту трещины нормального отрыва // *Проблемы машиностроения и надёжности машин*. 2023. № 4. С. 34.
10. *Партон В.З., Морозов Е.М.* Механика упругопластического разрушения. Основы механики разрушения. М.: Изд-во ЛКИ, 2008. 352 с.
11. *Феодосьев В.И.* Соппротивление материалов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. 544 с.
12. *Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений: В 2-х томах. Т. 1: Пер. с англ. / Под ред. Ю. Мураками. М.: Мир, 1990. 448 с.*
13. *Зенкевич О.* Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. 541 с.
14. *Морозов Е.М., Муземнек А.Ю., Шадский А.С.* ANSYS в руках инженера: Механика разрушения. М.: ЛЕНАНД, 2008. 456 с.

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ

МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 539.4:534.1

**ВЛИЯНИЕ СТРУКТУРЫ АРМИРОВАНИЯ И ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ
НА УСТОЙЧИВОСТЬ ЧЕТЫРЕХУГОЛЬНЫХ КОМПОЗИТНЫХ ПАНЕЛЕЙ**© 2023 г. Н. С. Азиков^а, А. В. Зинин^{б,*}^а*Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия*^б*Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет),
Москва, Россия***e-mail: allzin@yandex.ru*

Поступила в редакцию 26.06.2023 г.

После доработки 08.08.2023 г.

Принята к публикации 20.08.2023 г.

Представлен анализ устойчивости четырехугольных ортотропных композитных панелей при сжатии и сдвиге. Решение задачи устойчивости выполнено методом Релея–Ритца в перемещениях с аппроксимацией собственных форм прогиба функциями Крылова. Дана оценка влияния условий закреплений и схемы укладки слоев композитной структуры на параметры критического поведения четырехугольных панелей. Точность численных процедур подтверждена сравнением с результатами точного решения основного линеаризованного уравнения теории устойчивости на примере изотропной пластины.

Ключевые слова: устойчивость, четырехугольная панель, граничные условия, композитный материал, структура армирования

DOI: 10.31857/S0235711923060056, **EDN:** EFMVPY

Накопленный опыт применения полимерных композиционных материалов в различных инженеринговых решениях показывает неограниченные возможности для создания оптимальных как по форме, так и по структуре (содержанию) композитных конструкций. Варьирование структурных параметров для управления механическими свойствами слоистого композита в сочетании с разнообразием геометрического облика дают возможности в полной мере реализовать оптимальные по весовой эффективности и надежности проектные решения [1–3]. Тонкостенные композитные панели непрямоугольной формы, чаще всего являющиеся формообразующими (обшивочными) компонентами узлов и агрегатов авиакосмической техники и строительных конструкций улучшают функциональность и эксплуатационные характеристики техники и повышают технологичность производства [4–7].

Панельные конструктивные элементы в основном подвергаются сжимающим и сдвиговым нагрузкам в плоскости статического и динамического характера во время эксплуатации, что делает анализ устойчивости этих компонентов важным этапом в общем проектировании конструкции. Существующие решения в закрытой форме получены только для нескольких конкретных случаев [2, 8] и относятся к изотропным и ортотропным пластинам правильной формы. Аналитические исследования четырехугольных слоистых пластин с неравными длинами сторон и различными условиями закрепления весьма ограничены [9]. Связано это, прежде всего со сложностями подбора адекватной и не усложняющей решение функции прогиба, корректной для всей области пластины и удовлетворяющей граничным условиям.

Обзор литературы. Методы исследования устойчивости четырехугольных пластин во многом схожи с методами анализа закритического поведения и динамического отклика скошенных композитных панелей, обзоры которых представлены в статьях авторов [9–11]. В настоящей статье остановимся на новых исследованиях, учитывающих особенности четырехугольных панелей общей формы.

Среди работ, выполненных аналитическими методами, следует отметить исследование Чена [12], в котором представлено полуаналитическое решение задачи устойчивости многослойных композитных пластин, нагруженных сдвиговыми и сжимающими нагрузками в плоскости. Функции поперечного прогиба и силы разложены в обобщенный двойной ряд Фурье, а функция формы деформации вдоль одного направления построена с помощью уникальной весовой комбинации трех видов тригонометрических рядов. В работе [8] известные аналитические решения линейризованных задач устойчивости прямоугольных пластин с шарнирно опертыми кромками, находящихся в условиях комбинированных видов нагружения, обобщены на аналогичные задачи для косоугольных пластин. В косоугольной системе координат для ковариантных компонентов тензора деформаций получены компактные кинематические соотношения. В [13] использован полуаналитический подход к геометрически нелинейному анализу трапециевидных пластин на основе теории Кармана. Решение определяющих нелинейных уравнений в частных производных с переменными коэффициентами сводится к итерационному решению с использованием многочленного расширенного метода Канторовича.

Наряду с аналитическими методами анализа устойчивости четырехугольных композитных пластин широко используют численные методы решения задачи. Конечно-элементные (КЭ) модели устойчивости четырехугольных панелей обычно построены на теориях пластин Кирхгофа и Миндлина–Рейсснера. Теория пластин Кирхгофа предпочтительна для моделирования тонких структур, т.к. деформацией поперечного сдвига пренебрегают. В теории Миндлина–Рейсснера влияние деформации поперечного сдвига можно учесть, что позволит адекватно моделировать толстые пластины различной конфигурации [14]. А. Кумар [15] применил сглаженный метод конечных элементов (ES-FEM) для аппроксимации мембранных деформаций и сглаживания кривизны граничных ячеек четырехугольных элементов. Деформации поперечного сдвига в четырехугольном элементе Рейсснера–Миндлина вычисляются с использованием метода интерполяции с согласованием по краям. Е. Камари [16] представила КЭ-анализ нелинейного изгиба многослойных композитных трапециевидных пластин под действием равномерно распределенной нагрузки, в котором нелинейное управляющее уравнение решено с использованием итерационной схемы Ньютона–Рафсона. Модель Гюрзеса [17] реализована с помощью метода дискретной сингулярной свертки (DSC) для многослойных трапециевидных пластин. Прямолинейная трапециевидная область отображается при помощи геометрического преобразования в квадратную область в вычислительном пространстве с использованием четырехузловых элементов.

Достаточно точным и математически более простым методом решения задач устойчивости является дифференциально-квадратурный метод. Этот метод использован для оценки влияния факторов окружающей среды на устойчивость трапециевидных композитных пластин в статье [18]. Уравнения устойчивости получены на основе теории деформации сдвига первого порядка с использованием энергетического метода, затем для расчета критической температуры потери устойчивости применяется метод обобщенных дифференциальных квадратур. Для оптимизации расположения слоев для максимальной нагрузки на изгиб используется генетический алгоритм.

Задача устойчивости при сдвиге и сжатии трапециевидных пластин, нетривиально решена в [19] с использованием безэлементного метода Галеркина (EFGM) в сочетании с функцией формы подвижного кригинга — метода интерполяции, на основе гауссовского процесса. На основании принципа Гамильтона формируется система

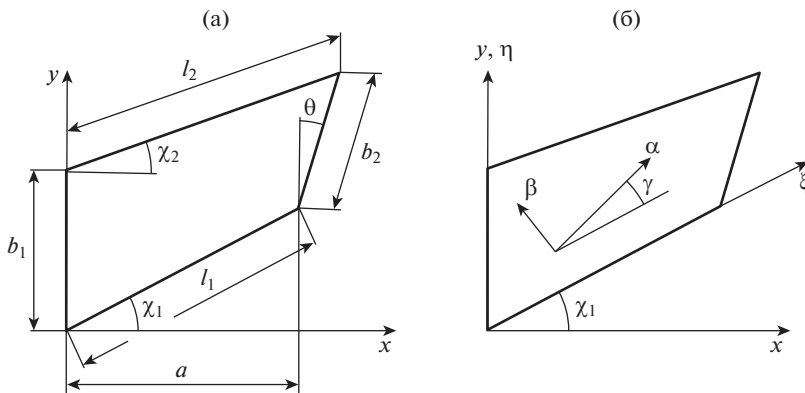


Рис. 1. Геометрические параметры (а) и системы координат (б) четырехугольной панели и элементарного композитного слоя.

определяющих уравнений, которые преобразуются в дискретизированную форму методом EFGM.

Хотя методы дискретизации эффективно применяются для анализа композитных пластин, они неизменно приводят к задачам с большим числом степеней свободы [20, 21], что создает немалые вычислительные трудности. Поэтому распространение получили вариационные подходы, в частности метод Ритца [21–23], не требующий в своей обычной форме создания сетки. Особенность метода Ритца заключается в выборе подходящих функций для аппроксимации изогнутой формы, которые должны удовлетворять только существенным граничным условиям [21]. Прогиб пластины аппроксимируется набором характеристических ортогональных полиномов, которые можно сгенерировать, например, с помощью процедуры Грама–Шмидта [22].

Развитием метода Ритца является [23] метод rb-2 Рэлея–Ритца, альтернативный методу конечных элементов для анализа тонких пластин. Особенностью метода rb-2 Рэлея–Ритца является использование функций Ритца, представленных произведением основной функции и двумерной полиномиальной функции. Преимущества метода заключаются в том, что он не требует построения сетки и дискретизации криволинейных границ.

Постановка задачи. В настоящей статье выполнено обобщение разработанной ранее аналитической модели устойчивости и параметрической оценки критических состояний косоугольных композитных панелей для четырехугольных ортотропных пластин общей формы с помощью метода Рэлея–Ритца.

Рассмотрим ортотропную слоистую пластину постоянной толщины, имеющую в плане форму четырехугольника с прямолинейными границами (рис. 1а). Пластина состоит из конечного числа элементарных ортотропных однонаправленных слоев, свойства которых в общем случае определяются углом армирования относительно заданного направления армирования и характеристиками упругости и прочности. Геометрия панели характеризуется размерами продольных $l_1 \neq l_2$ и поперечных $b_1 \neq b_2$ сторон четырехугольника, углами скоса продольных краев χ_1 , χ_2 , углом θ между левой и правой кромками. Пластина с произвольными граничными условиями подвергается сжимающим и сдвигающим нагрузкам, которые действуют в плоскости слоев.

Основные соотношения. Введем систему координат $\xi\eta z$, которую свяжем с геометрией панели таким образом, чтобы оси ξ и η совпадали с нижней и левой гранями панели соответственно, а ось z направлена нормально к срединной поверхности. Введем

также локальную систему координат $\alpha\beta z$, которая связана со структурой армирования слоев панели. Направление армирования определяет угол γ , который составляют оси α локальной и ξ глобальной систем координат (рис. 1б).

Уравнения равновесия бесконечно малого элемента панели с глянями, параллельными осям координат $\xi\eta z$ записываются таким образом:

$$\begin{aligned} N_{\xi,\xi} + N_{\xi\eta,\eta} &= 0, \quad N_{\xi\eta,\xi} + N_{\eta,\eta} = 0, \\ M_{\xi,\xi\xi} + 2M_{\xi\eta,\xi\eta} + M_{\eta,\eta\eta} + N_{\xi}w_{,\xi\xi} + 2N_{\xi\eta}w_{,\xi\eta} + N_{\eta}w_{,\eta\eta} &= 0. \end{aligned} \quad (1)$$

Подстановкой в первые два уравнения равновесия физических соотношений приведем уравнения равновесия (1) к виду

$$\begin{aligned} B_{11}^{\xi\eta}\varepsilon_{\xi,\xi} + B_{12}^{\xi\eta}\varepsilon_{\eta,\eta} + B_{33}^{\xi\eta}\varepsilon_{\xi\eta,\eta} &= 0, \\ B_{21}^{\xi\eta}\varepsilon_{\xi,\eta} + B_{22}^{\xi\eta}\varepsilon_{\eta,\eta} + B_{33}^{\xi\eta}\varepsilon_{\xi\eta,\xi} &= 0. \end{aligned}$$

Здесь $B_{ij}^{\xi\eta} = 2\sum_{p=1}^{k/2} A_{ij}^{\xi\eta}(z_p - z_{p-1})$ – мембранные жесткости панели [2].

Уравнения будут удовлетворены тождественно, если перемещения искать в виде функций $u_{\xi} = C_1\xi + C_2\eta$; $u_{\eta} = C_3\xi + C_4\eta$, для которых неизвестные постоянные C_n определяются из граничных условий

$$\begin{aligned} \xi = 0: \quad N_{\eta}l_1 &= T_{\eta}l_1, \quad N_{\xi\eta}l_1 = T_{\xi\eta}l_1, \\ \eta = 0: \quad N_{\xi}b_1 &= T_{\xi}b_1, \quad N_{\xi\eta}b_1 = T_{\xi\eta}b_1; \\ \xi = l_2: \quad N_{\xi}b_2 &= T_{\xi}b_2 - T_{\xi\eta}b_2 \operatorname{tg} \theta, \quad N_{\xi\eta}b_2 = T_{\xi\eta}b_2 - T_{\xi}b_2 \operatorname{tg} \theta, \\ \eta = b_2: \quad N_{\eta}l_2 &= T_{\eta}l_2 - T_{\xi\eta}l_2 \operatorname{tg} \chi_{sr}, \quad N_{\xi\eta}l_2 = T_{\xi\eta}l_2 - T_{\eta}l_2 \operatorname{tg} \chi_{sr}. \end{aligned}$$

Здесь $\chi_{sr} = \frac{1}{2}(\chi_1 + \chi_2)$, для прямоугольной панели $\chi_1 = \chi_2 = \theta = 0$.

Устойчивость композитной панели при сжатии и сдвиге. Оценки минимальных значений коэффициентов устойчивости K_{ξ}^* , K_{η}^* , $K_{\xi\eta}^*$ и критических усилий сжатия и сдвига T_{ξ}^* , T_{η}^* , $T_{\xi\eta}^*$ получим методом Релея–Ритца, с представлением функции прогиба в виде ряда

$$w = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} A_{mn} \bar{w}_{1m}(\xi) \bar{w}_{2n}(\eta), \quad (2)$$

где A_{mn} – амплитуда прогиба для чисел полуволн m и n ; $\bar{w}_{1m}$, $\bar{w}_{2n}$ – собственные формы, определяемые граничными условиями задачи.

С учетом особенностей формы и закрепления панели в качестве собственных форм $\bar{w}_{1m}$, $\bar{w}_{2n}$ используем функции Крылова [25], которые точно удовлетворяют геометрическим граничным условиям на контуре панели. Производные от аппроксимирующих функций Крылова не ортогональны друг другу, поэтому исходная задача определения критических усилий сжатия и сдвига сводится к общей задаче на собственные значения однородной системы линейных алгебраических уравнений.

Полная потенциальная энергия в перемещениях в соответствии с критерием Брайана [22] определяется следующим образом:

$$\begin{aligned} \Theta &= \frac{1}{2} \iint_S \{ D_{11}^{\xi\eta} (w_{,\xi\xi})^2 + 2D_{12}^{\xi\eta} (w_{,\xi\xi})(w_{,\eta\eta}) + D_{22}^{\xi\eta} (w_{,\eta\eta})^2 + 4D_{33}^{\xi\eta} (w_{,\xi\eta})^2 - \\ &\quad - (T_{\xi} - T_{\xi\eta}/i_{\max} \operatorname{tg} \theta) (w_{,\xi})^2 - [T_{\eta} - T_{\xi\eta}j/j_{\max} \operatorname{tg} \chi_{sr}] (w_{,\eta})^2 - \\ &\quad - [T_{\xi\eta} - T_{\xi}i/i_{\max} \operatorname{tg} \theta - T_{\eta}j/j_{\max} \operatorname{tg} \chi_{sr}] 2(w_{,\xi})(w_{,\eta}) \} d\xi d\eta, \end{aligned}$$

где S – площадь панели.

Для вычисления интегральных слагаемых функционала энергии воспользуемся алгоритмом Симпсона [26]. Для этого область интегрирования разбивается на четырехугольные области с помощью сетки, которая в общем случае геометрии панели имеет переменные шаги разбиения в продольном $i \in (1, 2, 3, \dots, \xi_{\max})$ и в поперечном $j \in (1, 2, 3, \dots, \eta_{\max})$ направлениях

$$h_i = \frac{l_i}{\xi_{\max}} = \frac{l_1 + (l_2 - l_1) \frac{j}{j_{\max}}}{\xi_{\max}}; \quad h_j = \frac{b_j}{\eta_{\max}} = \frac{b_1 + (b_2 - b_1) \frac{i}{i_{\max}}}{\eta_{\max}}.$$

Минимизируя получающееся после численного интегрирования выражение по каждому элементу неизвестного вектора амплитуд $[A]$, получим однородную систему линейных алгебраических уравнений, которую представим в матричной форме

$$([\Omega] - [\lambda_{\xi}][t_{\xi}] - [\lambda_{\eta}][t_{\eta}] - [\lambda_{\xi\eta}][t_{\xi\eta}])[A] = 0, \quad (3)$$

где $[\Omega]$, $[t_{\xi}]$, $[t_{\eta}]$, $[t_{\xi\eta}]$ – квадратные матрицы; $[\lambda_{\xi}]$, $[\lambda_{\eta}]$, $[\lambda_{\xi\eta}]$ – векторы собственных значений соответственно при осевом, поперечном сжатии и сдвиге. Элементы квадратных матриц равны

$$\begin{aligned} [\Omega] &= \left(\frac{\pi^2}{b^2} \sqrt{D_{11}^{\xi\eta} D_{22}^{\xi\eta}} \right)^{-1} \iint_S [w_{,\xi\xi}, w_{,\eta\eta}, 2w_{,\xi\eta}]^T [D] [\xi\eta] [w_{,\xi\xi}, w_{,\eta\eta}, 2w_{,\xi\eta}] d\xi d\eta, \\ [t_{\xi}] &= \iint_S \left[(w_{,\xi})^2 - \operatorname{tg} \theta \frac{i}{i_{\max}} (w_{,\xi})(w_{,\eta}) \right] d\xi d\eta, \\ [t_{\eta}] &= \iint_S \left[(w_{,\eta})^2 - \operatorname{tg} \chi_{sr} \frac{j}{j_{\max}} (w_{,\xi})(w_{,\eta}) \right] d\xi d\eta, \\ [t_{\xi\eta}] &= \iint_S \left[2(w_{,\xi})(w_{,\eta}) - \operatorname{tg} \theta \frac{i}{i_{\max}} (w_{,\xi})^2 - \operatorname{tg} \chi_{sr} \frac{j}{j_{\max}} (w_{,\eta})^2 \right] d\xi d\eta. \end{aligned}$$

Однородная система уравнений (3) имеет нетривиальное решение, если определитель системы равен нулю

$$\det([\Omega] - [\lambda_{\xi}][t_{\xi}] - [\lambda_{\eta}][t_{\eta}] - [\lambda_{\xi\eta}][t_{\xi\eta}]) = 0. \quad (4)$$

Коэффициенты устойчивости K_{ξ}^* , K_{η}^* , $K_{\xi\eta}^*$ определяют как минимальные собственные значения

$$\begin{aligned} K_{\xi}^* &= \min[\lambda_{\xi}], \quad K_{\eta}^* = \min[\lambda_{\eta}], \quad K_{\xi\eta}^* = \min[\lambda_{\xi\eta}], \\ T_{\xi}^* &= \frac{\pi^2 K_{\xi}^*}{b_{cp}^2} \sqrt{D_{11}^{\xi\eta} D_{22}^{\xi\eta}}, \quad T_{\eta}^* = \frac{\pi^2 K_{\eta}^*}{b_{cp}^2} \sqrt{D_{11}^{\xi\eta} D_{22}^{\xi\eta}}, \quad T_{\xi\eta}^* = \frac{\pi^2 K_{\xi\eta}^*}{b_{cp}^2} \sqrt{D_{11}^{\xi\eta} D_{22}^{\xi\eta}}, \end{aligned}$$

где $b_{cp}^* = \max\{b_1, b_2\}$ – максимальный поперечный размер панели.

Требуемая точность процедуры численного интегрирования слагаемых полной энергии и последующего преобразования исходной матрицы к верхней треугольной матрице обеспечена аппроксимацией функции прогиба 30 членами ряда (2) и применением сетки с 40×40 четырехугольных элементов.

Адекватность предлагаемой аналитической модели оценивалась сравнением результатов расчета коэффициентов устойчивости при сжатии и сдвиге изотропных прямоугольных панелей с известными из литературы [20, 21] результатами, полученными другими методами – точным решением основного линеаризованного уравнения теории устойчивости для прямоугольных пластин и приближенным интегрированием этого уравнения методом Галеркина [21]. Эти классические решения задач устойчивости пластин широко используются для отработки и апробирования всех современных приближенных методов расчета пластин на устойчивость.

Таблица 1. Характеристики материалов исследованных панелей

Характеристика	Изотропный сплав	Ортотропный композит	
		вдоль волокон	поперек волокон
Модуль упругости, ГПа	72	110	17.5
Коэффициент Пуассона	0.30	0.260	0.041
Модуль сдвига в плоскости слоя, ГПа	27.7	7.5	
Предел прочности при растяжении, МПа	400	1350	75
Предел прочности при сжатии, МПа	400	860	240
Предел прочности при сдвиге в плоскости слоя, МПа	240	56	

Сравнительные расчеты прямоугольных панелей ($a/b_1 = 1 \dots 5$) из изотропного материала (табл. 1) показали полное соответствие результатов расчета значениям коэффициентов устойчивости при сжатии и сдвиге, определенных классическими методами [20].

Граничные условия определяются тремя возможными состояниями краев пластины – шарнирное опирание Ш, защемление З и свободное состояние С. Идентификацию способа закрепления каждого края пластины ведут против часовой стрелки от левой поперечной стороны четырехугольника.

В сравнительных расчетах изотропных прямоугольных пластин исследовано влияние на величину коэффициента устойчивости при сдвиге $K_{\xi\eta}^*$ соотношения сторон сечения a/b_1 для четырех схем закрепления краев – З–З–З–З; Ш–Ш–Ш–Ш; З–Ш–З–Ш; З–С–З–С. Отмечена общая для всех схем закрепления панелей тенденция снижения коэффициента устойчивости с удлинением панелей в направлении оси x . Для $a/b_1 > 3$ влияние соотношения сторон прямоугольника стабилизируется, и коэффициент устойчивости при сдвиге изменяется незначительно (рис. 2).

Граничные условия во многом определяют степень влияния геометрических параметров прямоугольной панели (рис. 3) для вытянутых в поперечном направлении сечений $a/b_1 < 1$.

Частичная замена жесткой заделки на шарнирное закрепление (З–З–З–З $\rightarrow$ З–Ш–З–Ш) приводит к снижению устойчивости панели при $a/b_1 > 1$ (рис. 3а). Влияние граничных условий на коэффициенты устойчивости при сдвиге особенно сильно в случае со свободными кромками. Устойчивость пластин при закреплении со свободными продольными (длинными) краями не чувствительна к соотношению сторон прямоугольника. Изменение схемы закрепления краев на обратную (рис. 3б, З–С–З–С $\rightarrow$ С–З–С–З) показывает, что наложение жесткой связи на продольные (длинные) и освобождение поперечных кромок пластины значительно снижает величину коэффициента устойчивости при сдвиге $K_{\xi\eta}^*$.

Влияние геометрии первоначально прямоугольной изотропной пластины на устойчивость в условиях сжатия и сдвига оценим, уменьшая размер правой поперечной кромки b_2 до нуля при фиксированном размере нижней продольной стороны $l_1 = \text{const}$. Верхняя сторона при этом будет удлиняться и поворачиваться; в итоге форма пластины изменяется от прямоугольной до трапециевидальной и в пределе до треугольной с прямым углом при основании.

Расчеты критических параметров устойчивости изотропной пластины проведены для трех вариантов опирания краев – З–З–З–З; Ш–Ш–Ш–Ш; З–З–С–З и двух вариантов приложения сдвиговой нагрузки при положительном (+) $K_{\xi\eta}^*$ и отрицатель-

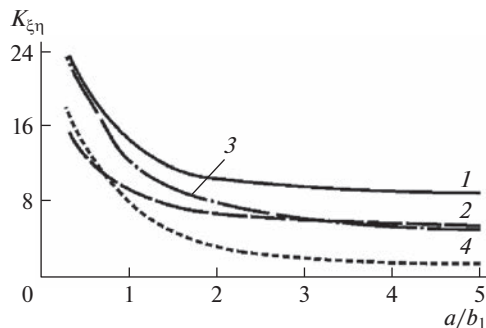


Рис. 2. Влияние продольных размеров и граничных условий на коэффициенты устойчивости при сдвиге $K_{\xi\eta}^*$: 1 – 3–3–3–3; 2 – Ш–Ш–Ш–Ш; 3 – 3–Ш–3–Ш; 4 – 3–С–3–С.

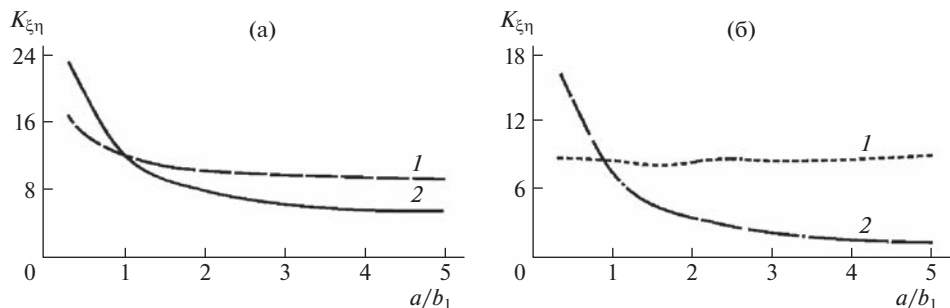


Рис. 3. Влияние граничных условий на коэффициент устойчивости при сдвиге: (а) 1 – 3–3–3–3, 2 – 3–Ш–3–Ш; (б) 1 – 3–С–3–С, 2 – С–3–С–3.

ном $(-)K_{\xi\eta}^*$ направлениях действия касательных усилий (положительное направление совпадает с направлением оси ξ). Результаты вычислений отражены на графиках рис. 4–6.

Анализ полученных результатов показал, что изменение формы изотропной панели не оказывает существенного влияния на коэффициенты устойчивости при сжатии, но приводит к заметному изменению коэффициентов устойчивости при сдвиге по мере преобразования формы панели из прямоугольной в треугольную.

Методику анализа устойчивой формы изотропных панелей применим к исследованию влияния различных факторов на устойчивость композитной ортотропной панели.

Панель в плане имеет четырехугольную форму с углом скоса нижнего ребра $\chi_1 = 30^\circ$, углом $\theta = 10^\circ$ и размерами сторон $l_1 = l_2 / \cos \chi_1$, $l_2 = 2$ м, $b_1 = 3$ м, $b_2 = 2$ м. Материал панели ортотропный; характеристики механических свойств указаны в табл. 1. Структуру композита определяют двадцать слоев, уложенных под углами $\pm\varphi$ и направление армирования $\gamma = 20^\circ$.

Расчеты показывают, что оптимальная укладка армирующих волокон в слоях, соответствующая наибольшей устойчивости пластины, определяется граничными условиями на контуре панели. При жестком закреплении всего контура панели максимальное значение коэффициента устойчивости при сжатии K_{ξ}^* достигается при углах армирования $\pm\varphi = 40^\circ$, для шарнирного опирания всех сторон $\pm\varphi = 50^\circ$ (рис. 6). Для смешанной схемы закрепления с одной свободной кромкой получены наименьшие

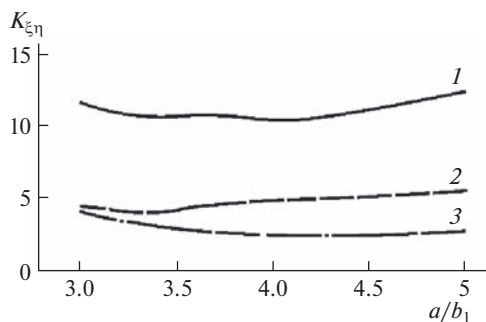


Рис. 4. Зависимости $K_{\xi\eta}^*$ от соотношения размеров изотропной панели: 1 – 3–3–3–3; 2 – Ш–Ш–Ш–Ш; 3 – 3–3–С–3.

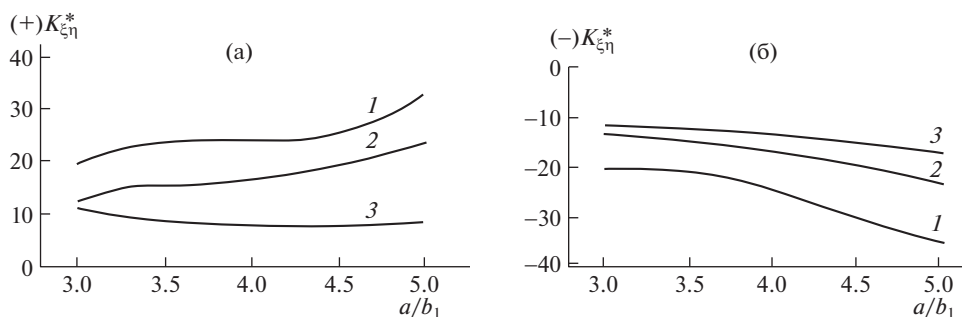


Рис. 5. Зависимости $(+)K_{\xi\eta}^*$ (а) и $(-)K_{\xi\eta}^*$ (б) от соотношения размеров изотропной панели: 1 – 3–3–3–3; 2 – Ш–Ш–Ш–Ш; 3 – 3–3–С–3.

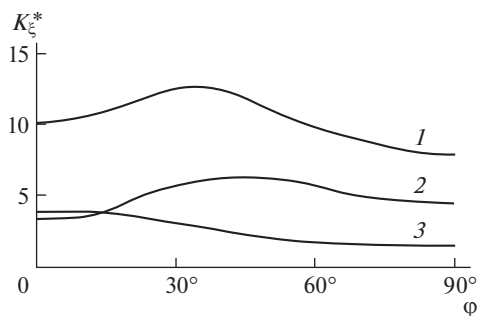


Рис. 6. Зависимости коэффициентов устойчивости K_{ξ}^* от структуры армирования слоев ортотропной панели: 1 – 3–3–3–3; 2 – Ш–Ш–Ш–Ш; 3 – 3–3–С–3.

значения коэффициента устойчивости при сжатии, слабо изменяющегося при варьировании угла армирования. Наличие свободной кромки снижает стесненность деформации и уменьшает влияние жесткости слоистого материала на критическое поведение панели при сжатии.

На устойчивость ортотропных пластин при сдвиге оказывает существенное влияние направление действия касательных усилий. Коэффициенты устойчивости при на-

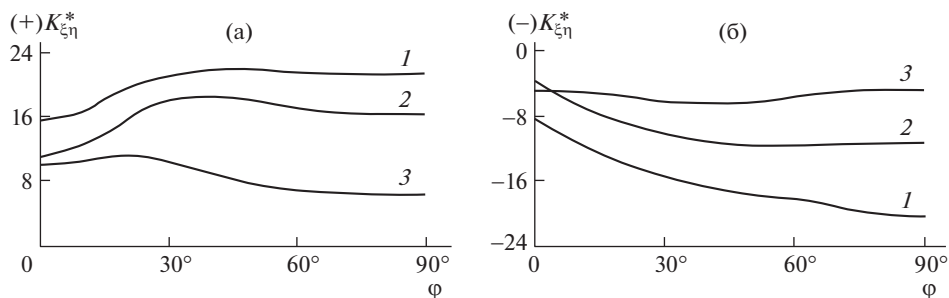


Рис. 7. Коэффициенты устойчивости при сдвиге $+K_{\xi\eta}^*$ (а), $-K_{\xi\eta}^*$ (б) в зависимости от структуры армирования ортотропной панели: 1 – 3–3–3–3; 2 – Ш–Ш–Ш–Ш; 3 – 3–3–С–3.

грузках, имеющих отрицательный знак, для всех схем закрепления и большинства вариантов укладки слоев меньше, чем для нагружения положительными касательными усилиями (рис. 7). Так, для панели с защемленными кромками при $\pm\varphi = 60^\circ$ критическая сдвиговая нагрузка при отрицательных внешних усилиях на 20% ниже, чем при действии нагрузок противоположного направления. Такое поведение панелей может объясняться чувствительностью композитных слоев к направлению нагрузок в связи с различием в упругих свойствах при деформировании вдоль и поперек армирующих волокон.

Вывод. Разработанная аналитическая модель оценки устойчивости композитных панелей при сжатии и сдвиге позволяет учитывать особенности критического поведения типовых композитных элементов и может служить инструментом оптимального проектирования тонкостенных конструкций, работающих в подобных условиях.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ганиев Р.Ф., Глазунов В.А. Актуальные проблемы машиноведения и пути их решения // Инженерный журнал. 2015. № S11. С. 1.
2. Васильев В.В. Механика конструкций из композиционных материалов. М.: Машиностроение, 1988. 270 с.
3. Ganiev R.F. Fundamental and Applied Problems of Nonlinear Wave Mechanics and Engineering: Groundbreaking Wave Technologies and Wave Engineering // J. of Machinery Manufacture and Reliability. 2019. V. 48. № 6. P. 477.
4. Глазунов В.А., Филиппов Г.С., Ганиев Р.Ф. Актуальные проблемы машиноведения и пути их решения. Волновые и аддитивные технологии, станкостроение, роботехника // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2018. № 5. С. 16.
5. Irisarri F.X., Julien C., Bettebghor D. et al. A general optimization strategy for composite sandwich structures // Structural and Multidisciplinary Optimization. 2021. V. 63. P. 3027. <https://doi.org/10.1007/s00158-021-02849-8>
6. Бойцов Б.В., Гавва Л.М., Ендогоур А.И., Фирсанов В.В. Напряженно-деформированное состояние и устойчивость конструктивно-анизотропных панелей летательных аппаратов из композиционных материалов с учетом технологии изготовления // Известия вузов. Авиационная техника. 2018. № 4. С. 20.
7. Alhajahmad A., Mittelstedt C. Buckling and postbuckling performance of composite fuselage panels with cutouts using continuous streamline fibres // Int. J. of Mechanical Sciences. 2021. V. 212 (4). P. 106841.

8. Акишев Н.И., Закиров И.И., Иванов В.А. и др. О приближенных аналитических решениях задач устойчивости косоугольных пластин при комбинированных видах нагружения // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2011. № 2. С. 3.
9. Азиков Н.С., Зинин А.В., Гайдаржи Ю.В., Сайфуллин И.Ш. Прочность при закритическом деформировании косоугольных композиционных панелей // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2021. № 5. С. 62.
10. Azikov N.S., Zinin A.V. Analysis of Free Vibrations of a Skew Orthotropic Composite Panel // J. of Machinery Manufacture and Reliability. 2022. V. 51 (5). P. 406.
11. Azikov N., Zinin A., Gaidarzhi Y. Buckling and free vibration analysis of skew shallow composite panel // AIP Conference Proceeding, 14 June 2023. V. 2507 (1). 040013.
<https://doi.org/10.1063/5.0109355>
12. Chen Q., Qiao P. Buckling and postbuckling of rotationally-restrained laminated composite plates under shear // Thin-Walled Structures. 2021. V. 161. 107435.
<https://doi.org/10.1016/j.tws.2021.107435>
13. Shufrin I., Rabinovitch O., Eisenberge M. A semi-analytical approach for the geometrically nonlinear analysis of trapezoidal plates // Int. J. of Mechanical Sciences. 2010. V. 52 (12). P. 1588.
14. Cen S., Shang Y. Developments of Mindlin-Reissner Plate Elements // Mathematical Problems in Engineering. 2015. V. 1. P. 1.
<https://doi.org/10.1155/2015/456740>
15. Kumar A., Singha M.K., Tiwari V. Stability Analysis of Shear Deformable Trapezoidal Composite Plates // Int. J. of Structural Stability and Dynamics. 2019. V. 19 (8). P. 1971004.
<https://doi.org/10.1142/S0219455419710044>
16. Kumari E., Lal S. Nonlinear bending analysis of trapezoidal panels under thermo-mechanical load // Forces in Mechanics. 2022. V. 8. P. 100097.
<https://doi.org/10.1016/j.finmec.2022.100097>
17. Gürses M., Civelek O., Ersoy H., Kiracioglu O. Analysis of shear deformable laminated composite trapezoidal plates // Materials and Design. 2009. V. 30 (8). P. 3030.
<https://doi.org/10.1016/j.matdes.2008.12.016>
18. Yas M.H., Bayat A., Kamarian S., Malekshahi A., Song J.I. Buckling Analysis and Design Optimization of Trapezoidal Composite Plates under Hygrothermal Environments // Composite Structures. 2023. V. 315 (3). P. 116935.
<https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2023.116935>
19. Watts G., Kumar R., Patel S. N., Singh S. Dynamic instability of trapezoidal composite plates under non-uniform compression using moving kriging based meshfree method // Thin-Walled Structures. 2021. V. 164. P. 107766.
20. Алфутов Н.А. Основы расчета на устойчивость упругих систем. М.: Машиностроение, 1991. 336 с.
21. Прочность, устойчивость, колебания: Справочник в 3-х т. Т. 3 / Под ред. И.А. Биргера и Я.И. Пановко. М.: Машиностроение, 1968. 568 с.
22. Маделунг Э. Математический аппарат физики. М.: Наука, 1968. 620 с.
23. Nallim L.G., Martinez S.O., Grossi R.O. Statical and dynamical behaviour of thin fibre reinforced composite laminates with different shapes // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. 2005. V. 194 (17). P. 1797.
24. Liew K.M., Wang C.M. pb-2 Rayleigh–Ritz method for general plate analysis // Engineering Structures. 1993. V. 15 (1). P. 55.
25. Крылов А.Н. О расчете балок, лежащих на упругом основании. Л.: АН СССР, 1931. 154 с.
26. Калиткин Н.Н., Алышина Е.А. Численные методы. В 2 кн. Кн. 1. Численный анализ. М.: Академия, 2013. 304 с.

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.892.5

ЗАЩИТНЫЕ И ТРИБОЛОГИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА СУЛЬФОНАТНЫХ СМАЗОК

© 2023 г. В. Д. Самусенко^{а,*}, И. Р. Татур^б, О. А. Кальянова^б,
С. С. Стрельникова^а, И. А. Буяновский^а

^аИнститут машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

^бРоссийский государственный университет нефти и газа им. И.М. Губкина, Москва, Россия

*e-mail:samusenkovd@gmail.com

Поступила в редакцию 14.07.2023 г.

После доработки 09.08.2023 г.

Принята к публикации 20.08.2023 г.

Оценены защитные свойства и температурные стойкости сульфонатных смазок на основе нефтяного масла КС-19. В качестве загустителей таких смазок использованы высокощелочные сульфонаты кальция российского и иностранного производства. Показано, что сульфонатные смазки обладают хорошими защитными свойствами. Установлено, что способность сульфонатных смазок предотвращать коррозию зависит от защитных свойств сульфоната кальция, использованного в качестве загустителя. По совокупности полученных показателей лучшими свойствами обладает смазка на основе загустителя российского производства К-314, по температурной стойкости она превосходит образец на иностранном загустителе Lubrizol 86 GR, а по защитным свойствам находится с ней на одном уровне.

Ключевые слова: смазка, загуститель, сульфонат кальция, трибологические испытания, температурная стойкость, коэффициент трения, износ, защитные свойства

DOI: 10.31857/S0235711923060159, **EDN:** YWPBSK

В автомобильной и металлургической промышленности используют подшипники, работающие при высоких нагрузках и в коррозионно-агрессивных средах. Для предотвращения выхода из строя дорогостоящего оборудования, применяемые в них пластичные смазки должны обладать высокими трибологическими и защитными свойствами. В таких случаях перспективно применение сульфонатных смазок, образующих механически стабильные пленки на поверхностях деталей за счет входящего в их состав кальцита [1, 2]. При низких нагрузках сульфонатные смазки обеспечивают снижение потерь на трение и уменьшают износ трущихся тел, а при высоких нагрузках на поверхностях трения вследствие трибохимических процессов образуется защитная пленка (CaCO_3 с примесью CaO , оксида железа и FeSO_4) [3]. Это обеспечивает сульфонатным смазкам высокие трибологические характеристики без использования противоизносных и антифрикционных присадок [4]. Благодаря чешуйчатой структуре пленки, образованной кальцитом, обеспечиваются защитные свойства сульфонатных смазок, что позволяет их применять в оборудовании, работающем в агрессивных средах [5–7]. В работе [8] показано, что температурно-энергетические критерии, предназначенные для прогнозирования изнашивания трущихся тел, могут применяться для оценки скорости коррозии сульфонатных смазок, а между трибологическими и защитными свойствами этих композиций наблюдается корреляция.

Цель статьи — оценка температурной стойкости и защитной способности сульфонатных смазок на основе загустителей российского и иностранного производства.

Таблица 1. Физико-химические показатели загустителей

Наименование показателя	ССК-400	ССК-400D	К-313	К-314	Lubrizol 86 GR
Вязкость кинематическая при 100°С, мм ² /с	200	94	150	60	57
Щелочное число, мг КОН на 1 г продукта	405	404	400	350	400
Содержание кальция, % масс	не менее 13.5	не менее 13.5	15.6	13.8	14.34
Сульфатная зольность, % масс	не более 52.7	не более 51.7	47	44	—

Материалы и методы. Сульфонатные присадки представляют собой дисперсию аморфного карбоната кальция в масле, стабилизированного алкилбензолсульфоновой кислотой, загущающая способность которых в пластичных смазочных материалах зависит от их щелочного числа. Нейтральные сульфонатные присадки не загущают масло. Для производства сульфонатных смазок используют сульфонаты с щелочным числом не менее 300 мг КОН/г, а использование сверхщелочных сульфонатов кальция с щелочным числом около 400 мг КОН/г позволяет снизить содержание загустителя в сульфонатной смазке при сохранении ее физико-химических показателей.

В настоящем исследовании в качестве загустителей для модельных образцов смазок использованы: ССК-400 (ТУ ВУ 390401182.022-2011) — раствор синтетического сульфоната кальция на основе алкилбензолсульфокислоты в нефтяном масле; ССК-400D (ТУ ВУ 390401182.022-2011) — раствор синтетического сульфоната кальция на основе диалкилбензолсульфокислоты в нефтяном масле; К-313 (ТУ 0257-016-40065452-01) — раствор синтетического сульфоната кальция; К-314 (ТУ 0257-063-40065452-05) — раствор синтетического сульфоната кальция; Lubrizol 86GR — синтетический сульфонат кальция, который дополнительно содержит метаборат кальция, 12-гидроксистеарат кальция, а также ускорители гелеобразования.

Физико-химические показатели сульфонатных загустителей приведены в табл. 1.

Ледяная уксусная кислота (ГОСТ 61-75) и дистиллированная вода (ГОСТ Р58144-2018) применялись как инициаторы гелеобразования.

В качестве дисперсионной среды использовали компрессорное масло КС-19 (ГОСТ 9243-75) со следующими физико-химическими показателями: плотность при 20°С 899 кг/м³; вязкость кинематическая при 100°С 20.2 мм²/с; температура вспышки в открытом тигле 268°С; температура застывания –16°С.

Технология приготовления сульфонатных смазок. Сульфонатные смазки были приготовлены по традиционной технологии [9]. Основные физико-химические показатели исследуемых смазок приведены в табл. 2.

Методы трибологических испытаний. Для оценки трибологических показателей использовали температурный метод оценки смазочной способности (ГОСТ 23.221-84) на четырехшариковой машине КТ-2, в котором реализована низкая скорость относительного перемещения трущихся тел (0.24 мм/с), что практически устраняет фрикционный нагрев, а температура в узле трения задается от внешнего источника тепла.

Исследование проводили в диапазоне температур 30–300°С. Температура узла трения ступенчато повышалась со скоростью ~4°С в минуту. Коэффициент трения оценивался в течение 60 с через каждые 10°С. Осевая нагрузка на узел трения составляла 108.4 Н (т.е., контактная нагрузка на один шар была равна 44.2 Н, а давление в контакте верхнего и каждого из нижних шариков (по Герцу) составляло ~2 ГПа). Для испытаний использовали стандартные подшипниковые шарики из стали 100Cr6 (аналог

Таблица 2. Физико-химические показатели сульфонатных смазок на различных сульфонатах

№	Загуститель	Температура каплепадения (ГОСТ 6793-74), °С	Показатель пенетрации (ГОСТ 5346-78), 0.1 мм	Коллоидная стабильность (ГОСТ 7142-74), % масс	Предел прочности при 20°С (ГОСТ 7143-73, метод Б), Па
1	К-313	>255	158	1.138	1120
2	К-314	>255	193	0.8	1240
3	ССК-400	>255	169	0.51	1580
4	ССК-400D	>255	266	0.11	360
5	Lubrizol 86 GR	>255	261	1.9	580

отечественной стали ШХ15) диаметром 7.94 мм. В качестве регистрируемых параметров выступали температура смазочного материала и значение момента трения, на основе которого определяли коэффициент трения. Графики зависимости коэффициента трения от температуры строились по усредненным результатам трех повторных испытаний.

После трибологических испытаний шарики промывали в растворителе (Нефрас С2 80/120) для удаления остатков смазочного материала. На оптическом микроскопе определяли диаметр пятен износа и по фотографиям оценивали степень повреждения поверхности шариков.

Методы оценки защитных свойств сульфонатных смазок. Исследования защитных свойств исследуемых образцов проводили по ГОСТ 9.054 (методы 1–4). Для проведения исследования использовали пластинки из Ст3кп, которые предварительно зачищали и обезжиривали, а затем покрывали парафином с одной стороны и по всем граням. Далее на свободную сторону пластины наносили сульфонатную смазку с помощью трафарета. Толщина слоя смазки составляла ~20 мкм.

Метод 1. Испытания образцов сульфонатных смазок проводили при постоянной конденсации влаги при температуре $40 \pm 2^\circ\text{C}$, относительной влажности $96 \pm 2\%$ и времени воздействия – 80 ч.

Метод 2. В течение семи часов образцы сульфонатных смазок, нанесенные на металлические пластины, подвергались воздействию температуры $40 \pm 2^\circ\text{C}$, относительной влажности $96 \pm 2\%$ в присутствии сернистого ангидрида в концентрации 0.015% объемных. В течение 17 ч происходило охлаждение и конденсация влаги на пластинах. Количество циклов три.

Метод 3. Пластинки с нанесенными образцами сульфонатной смазки выдерживались в атмосфере соляного тумана при $35 \pm 2^\circ\text{C}$ в течение 40 ч. Соляной туман создавался за счет распыления 5% раствора хлорида натрия.

Метод 4. Образцы сульфонатных смазок, нанесенные на пластины, выдерживали в морской воде (раствор электролита) в течение 500 ч.

Определение скорости коррозии ускоренным методом. Оценку защитной способности сульфонатов и смазок на их основе проводили на универсальном коррозиметре “Эксперт-004”. Для оценки защитной способности сульфонатных присадок электроды, изготовленные из Ст3кп, погружали в жидкость на 10 с, вынимали и в течение 1 ч выдерживали на воздухе. На 1 ч электроды погружали в 3% раствор NaCl при температуре 70°C и в автоматическом режиме измеряли скорость общей коррозии. Для оценки защитной способности готовых составов, пластичная смазка наносилась тонким слоем на электроды, затем в течение 1 ч выдерживалась в 3% растворе NaCl при температуре 70°C , после чего проводилось определение скорости коррозии.

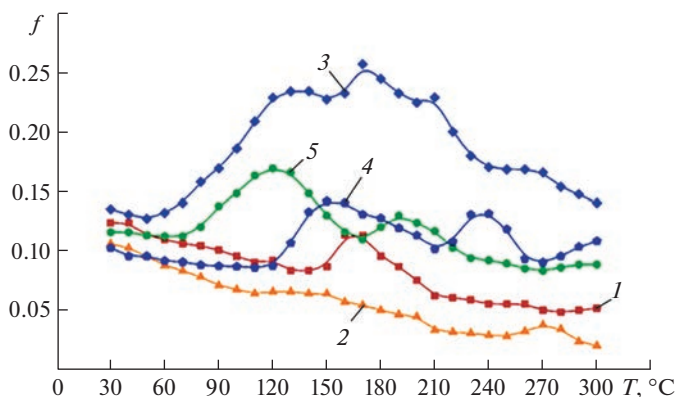


Рис. 1. Температурная стойкость сульфонатных смазок на основе загустителей: 1 – К-313, 2 – К-314, 3 – ССК-400, 4 – ССК-400D, 5 – Lubrizol 86 GR.

Результаты и обсуждение. Температурная стойкость сульфонатных смазок. Результаты трибологических испытаний исследуемых сульфонатных смазок в виде зависимости коэффициентов трения от температуры приведены на рис. 1.

Механизм смазочного действия сульфонатных смазок в режиме граничной смазки можно описать следующим образом. В результате повышения температуры смазочного материала из-за десорбции молекул с поверхности происходит разрушение граничного смазочного слоя, что приводит к повышению коэффициента трения из-за роста доли металлического контакта поверхностей трущихся тел.

Дальнейшее повышение температуры приводит к образованию на поверхностях трения в результате трибохимических реакций модифицированного слоя, имеющего пониженное сопротивление сдвигу. Этот слой образуется вследствие высаживания на поверхности трения карбоната кальция, являющегося продуктом разложения сульфоната кальция, имеющего место при повышенных температурах. Наиболее ярко это выражено на образце сульфонатной смазки на основе ССК-400 (рис. 1, кривая 3). Пластичные смазки на других загустителях образуют достаточно прочный адсорбционный граничный смазочный слой, который не разрушается к моменту образования на поверхностях трения модифицированного граничного смазочного слоя.

Наиболее низкий коэффициент трения наблюдается при испытании сульфонатных смазок на основе загустителей К-313 и К-314. Для этих смазок коэффициент трения остается достаточно низким и стабильным, нет явно выраженных переходных температур, свидетельствующих о разрушении адсорбционного граничного смазочного слоя, что говорит о высокой эффективности смазочной среды, либо о высокой реакционной способности полученных смазок в результате трибохимических реакций.

Смазка, приготовленная на основе готового загустителя Lubrizol 86GR, обладает антифрикционными свойствами выше среднего, однако имеются образцы, превосходящие ее смазочную способность, что говорит о перспективности данного направления исследований и возможности создания российских аналогов.

На рис. 2 приведены данные по износу образцов после испытания сульфонатных смазок до температуры 300°C. Наибольший диаметр пятна износа был получен при испытании образца сульфонатной смазки на основе ССК-400D, что соответствует высоким значениям коэффициента трения в процессе испытаний этой смазки (рис. 1). Наименьший износ имел место при испытании образцов 1 (К-313) и 2 (К-314). Эти

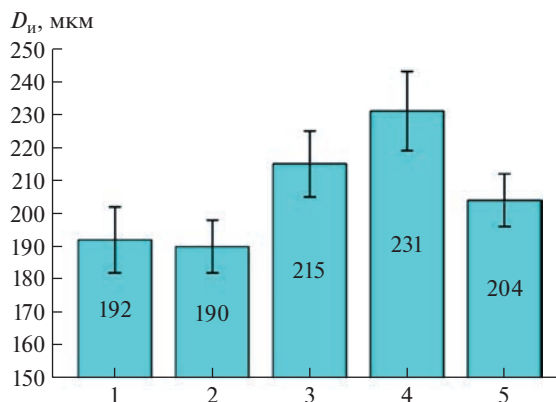


Рис. 2. Диаметры пятен износа при испытаниях сульфонатных смазок до температуры 300°C на основе загустителей: 1 – К-313, 2 – К-314, 3 – ССК-400, 4 – ССК-400D, 5 – Lubrizol 86 GR.

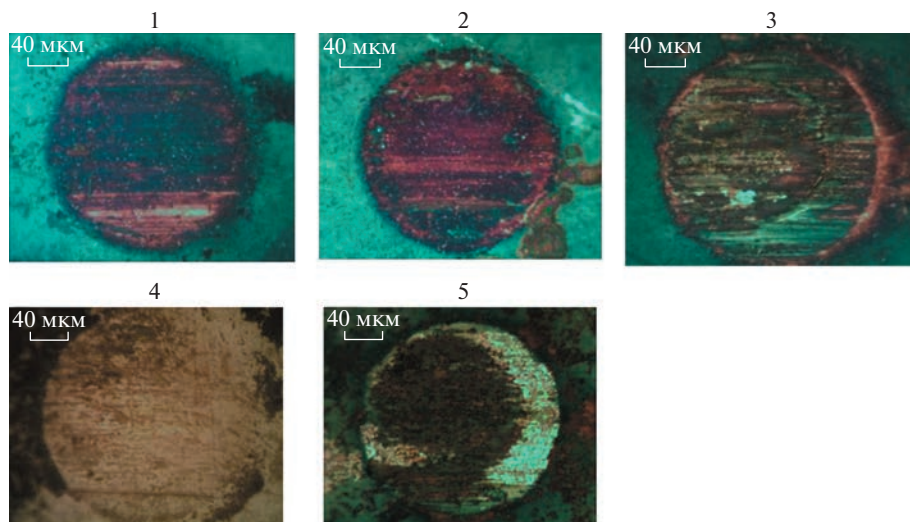


Рис. 3. Пятна износа после испытаний сульфонатных смазок до температуры 300°C на основе загустителей: 1 – К-313, 2 – К-314, 3 – ССК-400, 4 – ССК-400D, 5 – Lubrizol 86 GR.

образцы смазок показали наименьшие значения коэффициента трения при испытаниях, также у них не наблюдались явно выраженные переходные температуры.

На фотографиях пятен износа (рис. 3), можно наблюдать образование модифицированного слоя. Проведенные ранее исследования поверхностей трения образцов после испытания сульфонатов кальция в качестве присадок показали, что на поверхности трения образуется модифицированный слой, содержащий Са и S [10]. Можно предположить, что аналогичные слои образуются и при трибологических испытаниях сульфонатных смазок.

Защитные свойства сульфонатных смазок. Фотографии пластин после испытания образцов сульфонатных смазок при повышенных значениях относительной



Рис. 4. Защитные свойства сульфонатных смазок в камере повышенной влажности: 1 – К-313; 2 – К-314; 3 – ССК-400; 4 – ССК-400D; 5 – Lubrizol 86 GR.

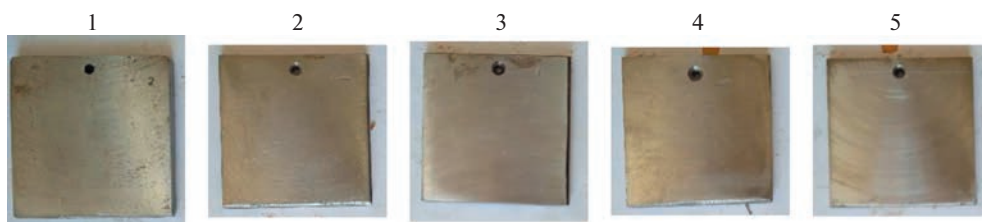


Рис. 5. Стальные пластины после испытаний смазок в камере повышенной влажности под воздействием сернистого ангидрида: 1 – К-313; 2 – К-314; 3 – ССК-400; 4 – ССК-400D; 5 – Lubrizol 86 GR.

влажности и температуры в условиях постоянной конденсации влаги представлены на рис. 4.

Как видно из этих фотографий, все образцы выдержали воздействие повышенных температур и влажности в течение длительного времени, поскольку ни на одной пластине очаги коррозии не были обнаружены.

На рис. 5 приведены фотографии пластин после испытания образцов сульфонатных смазок при повышенных значениях относительной влажности и температуры воздуха и воздействии сернистого ангидрида с периодической конденсацией влаги.

По этим фотографиям видно, что выдерживают испытания образцы сульфонатных смазок, приготовленные на Lubrizol 86 GR (5) и ССК-400D (4), а также хорошие защитные свойства в атмосфере сернистого ангидрида демонстрирует образец на К-314 (2).

Все пластины, защищенные сульфонатными смазками, выдерживают воздействие соляного тумана в течение длительного времени (рис. 6). Ни на одной пластине очаги коррозии не обнаружены.

Как видно из представленных на рис. 7 фотографий пластин после испытания образцов сульфонатных смазок, выдержанных в морской воде в течение 500 ч, за исключением сульфонатных смазок на загустителе К-313 (1) и ССК-400 (3) все образцы выдерживают испытание без образования очагов коррозии или потемнения на поверхности металла.

Результаты по определению скорости коррозии СтЗкп под пленкой сульфонатных присадок и сульфонатных смазок на их основе (табл. 3) свидетельствуют о том, что между защитными свойствами сульфонатных присадок и смазками на их основе имеется корреляция, т.е. чем меньше скорость коррозии сульфонатов, тем меньше скорость коррозии у смазок на их основе. Наиболее высокими защитными свойствами обладает сульфонатная смазка, приготовленная с использованием загустителя Lubrizol 86 GR.

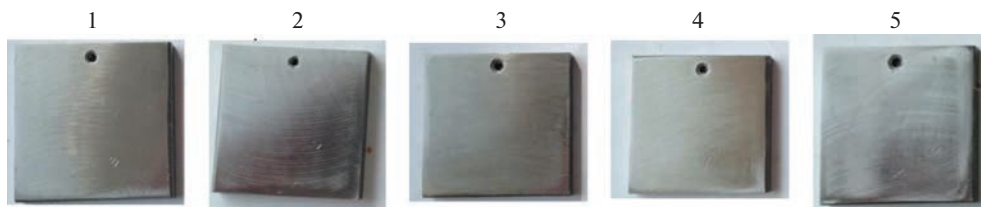


Рис. 6. Фотографии пластин после испытаний сульфонатных смазок в камере соляного тумана: 1 – К-313; 2 – К-314; 3 – ССК-400; 4 – ССК-400D; 5 – Lubrizol 86 GR.



Рис. 7. Фотографии пластин после длительных испытаний сульфонатных смазок в морской воде: 1 – К-313; 2 – К-314; 3 – ССК-400; 4 – ССК-400D; 5 – Lubrizol 86 GR.

Как видно из этой таблицы, сульфонатные смазки по защитным свойствам заметно превосходят сульфонатные присадки, что позволяет эффективно использовать смазки на основе сульфонатных загустителей в оборудовании, работающем в агрессивных средах.

Заключение. Сульфонатные смазки на российских загустителях не уступают по трибологическим и защитным показателям смазкам на основе загустителя Lubrizol 86 GR.

Наиболее высокую температурную стойкость имели сульфонатные смазки на загустителях К-313 и К-314.

Сульфонатные смазки имеют высокие защитные свойства в различных агрессивных средах. Наиболее высокие защитные свойства у сульфонатной смазки, приготовленной с использованием загустителя Lubrizol 86 GR. Из российских сульфонатных смазок лучшие результаты показали смазки на основе загустителей К-314 и ССК-400D.

Установлено, что способность сульфонатных смазок предотвращать коррозию зависит от защитных свойств сульфонатов кальция, используемых в качестве загустителей.

Таблица 3. Скорость коррозии СтЗкп под пленкой сульфонатных присадок и сульфонатных смазок

Показатель	К-313	К-314	ССК-400	ССК-400D	Lubrizol 86 GR
Скорость коррозии СтЗкп под пленкой сульфоната при температуре 70°C, мкм/год в среде 3% р-ра NaCl	Сульфонаты				
	108.710	63.480	75.650	61.472	51.599
	Смазки на основе сульфонатов				
	18.758	3.877	17.856	2.796	0.668

По совокупности полученных показателей лучшими свойствами обладает сульфонатная смазка на основе К-314. По температурной стойкости она превосходит образец на загустителе Lubrizol 86 GR, а по защитным свойствам находится с ней на одном уровне.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кальянова О.А. и др. Особенности производства и применения сульфонатных смазок // Мир нефтепродуктов. Вестник нефтяных компаний. 2021. № 3. С. 50.
2. Жорник В.И. и др. Взаимосвязь структуры дисперсной фазы пластичных смазок с их механической стабильностью // Актуальные вопросы машиноведения. 2016. Т. 5. С. 341.
3. Бакунин В.Н., Алексанян Д.Р., Бакунина Ю.Н. Полиморфы карбоната кальция в высокощелочных присадках к маслам и в смазках (обзор) // Журнал прикладной химии. 2022. Т. 95. № 4. С. 410.
4. Kobylansky E.V., Mishchuk O.A., Ishchuk Y.L. Lubricating properties of thixotropic systems based on overbased calcium sulphonate // Lubrication Science. 2004. Т. 16. № 3. С. 293.
5. Bosman R., Lugt P.M. The microstructure of calcium sulfonate complex lubricating grease and its change in the presence of water // Tribology transactions. 2018. Т. 61. №. 5. С. 842.
6. Zhou Y., Bosman R., Lugt P.M. On the shear stability of dry and water-contaminated calcium sulfonate complex lubricating greases // Tribology transactions. 2019. Т. 62. № 4. С. 626.
7. Железный Л.В., Любинин И.А. Влияние природы загустителя на трибологические характеристики высокотемпературных смазок // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2009. № 5. С. 17.
8. Буяновский И.А. и др. К исследованию разрушения смазочных слоев сульфонатных смазок при трении и коррозии // Трение и износ. 2023. Т. 44. № 4. С. 342.
9. Анисимова А.А. Дис. ... канд. техн. наук. М.: РГУ нефти и газа (НИУ) им. И.М. Губкина, 2018.
10. Буяновский И.А. и др. Трибологические характеристики сульфонатов кальция как детергентов к моторным маслам // Трение и износ. 2017. Т. 38. № 2. С. 100.

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 624.713.24

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ МАКРОГЕОМЕТРИИ НА ГЕРМЕТИЧНОСТЬ СОЕДИНЕНИЙ ВАЛА С МАНЖЕТОЙ

© 2023 г. О. А. Леонов^{а,*}, Н. Ж. Шкаруба^а, Л. А. Гринченко^а,
Д. А. Пупкова^а, Д. У. Хасьянова^б

^аРоссийский государственный аграрный университет – МСХА им. К.А. Тимирязева, Москва, Россия

^бИнститут машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

*e-mail: metr@rgau-msha.ru

Поступила в редакцию 06.06.2023 г.

После доработки 03.08.2023 г.

Принята к публикации 20.08.2023 г.

В статье проведен анализ факторов, влияющих на надежность и долговечность соединения вала с резиновой армированной манжетой. Установлено, что теория герметичности таких соединений еще не разработана. Качество работы соединения принято оценивать по величине утечек. Выявлено, что величина утечек зависит от материалов изготовления вала и манжеты, шероховатости поверхности вала, наличия пыли в зоне трения, качества уплотняемой жидкости, температуры работы. Кроме этого, на долговечность работы оказывают влияние параметры макрогеометрии – отклонение от перпендикулярности манжеты к валу, отклонение от соосности и радиальное биение вала. Проведен многофакторный эксперимент, в результате которого установлена эмпирическая зависимость между радиальным биением вала, частотой вращения и натягом в соединении по критерию начала утечек. Анализ полученной зависимости показал, что радиальное биение должно быть компенсировано натягом в соединении, а при увеличении частоты вращения величина компенсации должна быть больше в связи с тем, что рабочая кромка манжеты не успевает следить за валом. Получена эмпирическая зависимость между величиной натяга и утечками, которая свидетельствует о том, что при меньших натягах утечки будут больше. Результаты исследований можно использовать на этапе конструирования сборочных единиц с манжетами, чтобы снизить влияние радиального биения и отклонения от соосности вала относительно манжеты.

Ключевые слова: резиновая армированная манжета, натяг, утечки, отклонение от соосности, отклонение от перпендикулярности, радиальное биение

DOI: 10.31857/S0235711923060111, **EDN:** ETCVUM

Основные положения теории герметичности контактных уплотнительных устройств базируются на гидродинамической и эластогидродинамической теории смазки, теории сухого и граничного трения [1, 2].

Классической теории герметичности манжет еще не существует, поэтому зависимость утечек от толщины масляной пленки выглядит так [1]

$$Q \sim \delta^s, \quad (1)$$

где s – показатель степени (обычно $s = 3$).

Оптимальным считается режим трения, когда происходит снижение коэффициента трения, величины утечки, износа манжеты, что соответствует определенному значе-

нию эквивалентного зазора. При сухом и граничном трении наблюдается повышенный износ манжеты и как следствие — утечки. При гидродинамической смазке утечки растут из-за увеличения эквивалентного зазора h и уменьшения давления P_k .

Утечки принято выражать в виде удельной величины [1, 2]

$$\bar{Q} = \frac{Q}{B}, \quad (2)$$

где Q — величина утечки в секунду или час, $\text{мм}^3/\text{с}$ ($\text{см}^3/\text{ч}$); $B = \pi d$ — периметр уплотнения, м; d — диаметр вала, м.

Для радиальных армированных манжет установлен класс герметичности [1] 2–1 и 2–2, где величина удельной утечки соответственно равна 0.005–0.05 и 0.05–0.5 $\text{мм}^3/(\text{м} \cdot \text{с})$. Для тяжелых условий работы используется класс 3–1, где $Q = 0.5$ –5.0 $\text{мм}^3/(\text{м} \cdot \text{с})$. По данным [1] величина удельной утечки для радиальных армированных манжет составляет $\bar{Q} \leq 10^{-2} \text{ см}^3/(\text{см} \cdot \text{ч})$.

В практических работах большое место уделяется исследованию влияния натяга N манжеты на вал и удельного давления на долговечность и герметичность соединения. Г.Г. Лавровым установлена зависимость между натягом и герметичностью соединения, Г.Д. Чернышевым рекомендуется величину натяга принимать равной 0.5–1.0 мм на радиус [1, 2]. Объединяя накопленный практический опыт, институты НАТИ и НИИРП рекомендуют для каждого конкретного вида соединения проводить контрольные испытания с воспроизведением рабочих параметров с целью определения оптимальных значений натяга и давления.

При изучении процесса изнашивания деталей соединения выявлено, что нормальная температура в зоне контакта 50–70°C и изнашивание манжет резко возрастает при достижении 70–100°C. Повышение температуры приводит к увеличению твердости и хрупкости, трещинам и разбуханию манжеты, ускорению изнашивания вала [3]. Установлено, что наибольшее влияние на контактную температуру оказывают натяг, давление и частота вращения.

На механический износ значительное влияние оказывает шероховатость поверхности вала и наличие абразива в зоне трения [1–3]. Причем оптимальной является шероховатость поверхности в пределах $R_a = 0.16$ –0.63 мкм. При шероховатости поверхности $R_a = 0.04$ –0.08 мкм масляная пленка не будет находиться во впадинах и не будет создаваться гидродинамический слой между валом и манжетой, а при шероховатости поверхности $R_a > 1.25$ мкм будет происходить увеличение коэффициента трения и изнашивание резиновой кромки манжеты. Также проводятся исследования по оценке влияния направления выступов кромки шероховатости поверхности вала по отношению к поверхности манжеты и уплотняемой жидкости [4, 5].

Долговечность контактных уплотнений также зависит от наличия абразива в зоне трения. Сельскохозяйственные работы относятся к разряду высокой загрязненности рабочей среды (масла, поверхностей валов и т.д.). Состав пыли и средний процент загрязненности воздуха масла при сельскохозяйственных работах проанализирован в [6] и представлен в табл. 1.

В зависимости от запыленности воздуха изменяется и загрязненность масла. По данным ГОСНИТИ, НАТИ, ВИСХОМ [6] к концу межремонтного периода в трансмиссии тракторов концентрация абразива в масле достигает 2.5–3.5%, среднее значение за период эксплуатации — 2%. А для редукторов картофелеуборочных комбайнов концентрация абразива в масле сразу после ремонта составляет 0.5–1.5% и к концу трех-четырёх лет эксплуатации 1.5–2.5%, среднее значение — 1.5%.

Износостойкость сырых валов в 1.5–2.0 раза выше закаленных, если нет абразива в зоне трения. Увеличение процента абразива в масле приводит к необходимости повышения твердости вала. Твердость вала должна быть в пределах HRC 15–55. Изучено

Таблица 1. Количественный и качественный состав пыли при сельскохозяйственных работах в Нечерноземной зоне России

Размеры частиц, мкм	до 10	10–100	100–250	Свыше 250
Процент содержания от общего количества, %	43.9	51.3	4.1	0.7

Главный компонент пыли – кремний Si – 78%

Запыленность воздуха от 0.5 до 7 г/м³, среднее значение 2 г/м³

также и отрицательное воздействие коррозии вала на износостойкость соединения. В общем машиностроении для снижения влияния коррозии рекомендуется проектировать валы из стали Ш15, 9Х13, 2Х13, 20ХНР, 30ХСНА, 38ХГСА, 18ХГТ, в сельскохозяйственном машиностроении – из стали 45Х, 45ХС [7].

Масло, заливаемое в двигатель, коробки передач и трансмиссию, является достаточно неактивным по отношению к манжете, но при определенной температуре и наличии серы химическая активность масла повышается, что приводит к разбуханию и растрескиванию кромок манжет. Поэтому каждому виду (классу) масла должен соответствовать определенный вид (класс) резины, что обеспечивает заданную долговечность при правильном подборе пары. Резина также окисляется воздухом и теряет эластичность. По данным ГОСНИТИ при хранении манжет 3–4 года ресурс их составляет 36–64% от новых.

Наилучшим считается режим работы соединения, при котором после приработки стабилизируются параметры режима работы и при рациональной шероховатости поверхности вала образуется микро-гидродинамическая масляная пленка, что значительно повышает долговечность соединения [8–10]. Длительность безотказной работы соединения характеризуется таким параметром, как давление манжеты на вал. Даже при идеальной шероховатости поверхности превышение давления приводит к значительному износу кромки манжеты, а занижение – к утечкам [11, 12]. Отказ такого соединения формируется постепенно и его можно описать с помощью гауссовской модели [13].

Главной помехой в стабилизации режимов работы являются параметры макрогеометрии соединения, такие, как радиальное биение вала r [14], отклонение от соосности осей вала и манжеты Δ , отклонение от перпендикулярности осей манжеты и вала γ [15–18]. Таким образом, исследования параметров макрогеометрии соединения вала с резиновой армированной манжетой являются актуальными и позволяют решить проблему обеспечения надежности и долговечности соединения.

Цель исследования. Экспериментально оценить величину натяга в соединении манжеты с валом по критерию начало утечек в зависимости от радиального биения и отклонения от соосности.

Средства и методы исследований. В исследованиях использованы положения теории точности, теории вероятности и математической статистики, теория планирования и реализации многофакторного эксперимента и корреляционный анализ.

Объект исследований – соединение вала с резиновой армированной манжетой 1.1-45 × 65-1 ГОСТ 8752-79.

Предмет исследований – параметры макрогеометрии соединения: отклонение от соосности, перпендикулярности и радиальное биение вала.

Результаты исследований и их анализ. Отклонение от перпендикулярности манжеты к валу приводит к размазыванию масляной пленки по внутренней и, самое главное, наружной поверхности вала, в результате чего увеличиваются утечки уплотняемой жидкости и износ манжеты (рис. 1). Дестабилизация натяга и давления в данном случае незначительна. Устранение влияния этого параметра сводится лишь к правильной

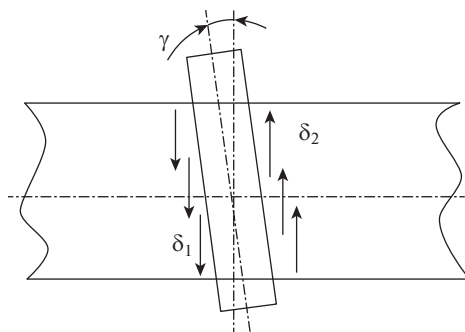


Рис. 1. Отклонение от перпендикулярности манжеты и вала.

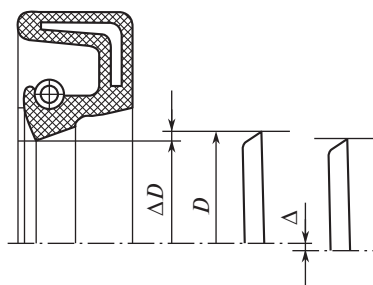


Рис. 2. Отклонение от соосности манжеты и вала.

установке манжеты, т.е. к положению, когда она упирается всей боковой поверхностью (а не точкой) в крышку.

Отклонение от соосности диаметров манжеты и вала ΔD приводит к неравномерности местного давления, что вызывает повышение контактной температуры, нестабильность масляной пленки и увеличение местного износа манжеты. Особенно это отражается на пыльнике. Отклонение от соосности может достигать 0.6 мм и не оказывать влияния на герметичность соединения, если только обеспечивается стык (натяг) между валом и манжетой (рис. 2), что формируется условием

$$\Delta D = (D - D_r)/2 > \Delta, \quad (3)$$

где D – диаметр вала, мм; D_r – диаметр отверстия манжеты, мм; ΔD – величина натяга в радиусном выражении.

При нарушении условия (3) начнутся утечки уплотняемой жидкости и проникновение пыли и грязи внутрь агрегата.

Величины допустимых отклонений от соосности в зависимости от диаметра вала, приведены в табл. 2 [10].

Радиальное биение вала относительно манжеты приводит к еще более сложным последствиям. Наличие радиального биения приводит к колебаниям контактного давления, нарушается масляная пленка и увеличивается износ.

Предельное радиальное биение вала определяют в зависимости от частоты вращения вала (табл. 2).

Выявлено [1], что с увеличением частоты вращения вала манжета не успевает “следить” за валом, происходит раскрытие стыка и возрастают утечки, поэтому сформули-

Таблица 2. Нормированные и фактические параметры сопряженных с манжетами валов и отверстий корпусов [10]

Наименование отклонения формы и расположения поверхностей	Допускаемая величина, мм, для		Фактические диапазоны, мм, для	
	вала	отверстия	вала	отверстия
Допустимое отклонение от соосности при диаметре вала, Δ , мм:				
до 55		0.10		
55–120	—	0.15	—	новых до 0.2, изношенных до 0.31 мм
120–320		0.20		
320–500		0.25		
Предельное радиальное биение вала r , мм, при частоте вращения, мин^{-1} :			новых соединений до	
0–1000	0.18	—	0.1	—
1000–2000	0.15		изношенных до 0.5–0.6	
2000–3000	0.12			
3000–4000	0.10			

ровано правило: скорость восстановления формы кромкой манжеты v_b должна быть больше скорости скольжения v , т.е.

$$v_b \geq v = \frac{d}{2} \omega, \quad (4)$$

где ω — частота колебаний, с^{-1} .

В работе [1] описана зависимость для определения критической частоты вращения из условия (4) для идеально упругого контакта

$$n_k = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{1}{K_1 M} \left(\frac{p_{c \min}}{0.5r} - K_2 E \right)}, \quad (5)$$

где M — масса деформируемого участка манжеты; $p_{c \min}$ — минимальное статистическое давление; E — динамический модуль упругости материала манжеты; K_1 и K_2 — коэффициенты, характеризующие конструктивные параметры манжеты [1].

Зависимость (5) не гарантирует точности расчета из-за нестабильности по периметру манжеты и нечеткости определения ряда параметров ($p_{c \min}$, E , M), что и оговаривается в [1]: “...задача аналитической оценки данного вопроса для упруго-вязкого контакта не решена”. Рекомендуются экспериментальный путь решения этого вопроса для каждого вида манжеты и условий работы.

Раскрытие стыка от действия радиального биения и отклонения от соосности нужно компенсировать натягом в соединении с учетом взаимного влияния радиального биения и частоты вращения. Натяг, в свою очередь, образуется за счет отклонения вала и отверстия. Колебания отклонений в результате изготовления приводят к вариации натяга, что отражает допуск посадки.

С целью определения взаимосвязи параметров предельного состояния соединения (N , r и Δ) по критерию начала утечек был реализован полный факторный эксперимент 5^2 для соединения манжеты с валом (манжета 1.1-45 $\times$ 65-1 ГОСТ 8752-79) и получена следующая зависимость (рис. 3)

$$r = 0.52N - 1.95 \times 10^{-4}n - 8.76 \times 10^{-4}Nn, \quad (6)$$

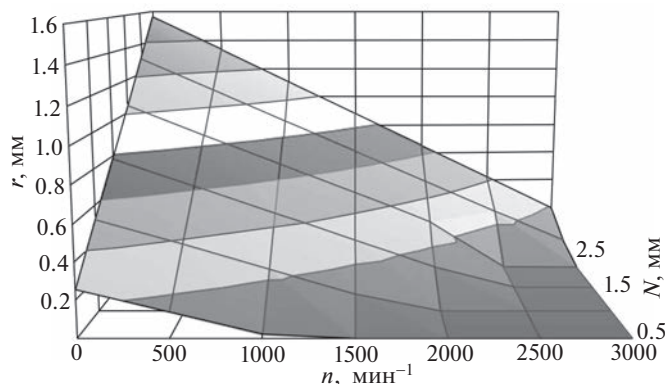


Рис. 3. Зависимость радиального биения вала от частоты вращения и натяга по критерию начала утечек.

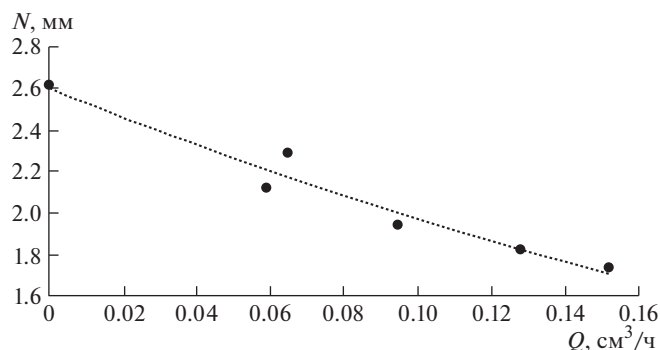


Рис. 4. Зависимость утечек от натягов в соединении $y = 2.6027e^{-2.779x}$, $R^2 = 0.953$.

где n — частота вращения вала, мин^{-1} ; размерности N и r — в миллиметрах.

Коэффициент множественной корреляции модели (6) $\rho_m = 0.89$, все коэффициенты значимы и адекватны, модель работоспособна.

В результате анализа результатов длительных стендовых испытаний исследуемого эталонного соединения (вал—Сталь 45, HRC 30–50, $R_a = 0.32$ мкм) были получена эмпирическая зависимость изменения величины утечек Q ($\text{см}^3/\text{ч}$) от натяга (рис. 4).

При уменьшении натяга (рис. 4) происходит увеличение утечек в соединении. Экспериментальные данные аппроксимируются экспоненциальной функцией (достоверность аппроксимации $R^2 = 0.953$)

$$N = 2.6027e^{-2.779Q}. \quad (7)$$

Полученная зависимость (7) свидетельствует о том, что уменьшение натяга приводит к снижению удельного давления рабочей кромки манжеты на вал, и, следовательно, согласно теории гидродинамической смазки, возникает масляный клин, увеличивающийся по мере снижения давления. С одной стороны, наличие масляного клина значительно снижает износ манжеты и вала, с другой стороны происходит расход масла и уменьшение его количества в сборочной единице.

Учитывая, что номинальная величина удельной утечки для резиновых армированных манжет составляет $\bar{Q} \leq 10^{-2} \text{ см}^3/(\text{см} \cdot \text{ч})$, то для исследуемого соединения диаметром 45 мм, эта величина соответствует утечкам $0.1413 \text{ см}^3/\text{ч}$. Таким образом, видно (рис. 4), что утечки будут больше при натягах менее 1.75 мм.

Вывод. Соединения манжет с валами, при кажущейся простоте, являются достаточно сложными сопряжениями, в которых для достижения наибольшей долговечности необходим рациональный подход к нормированию целого ряда влияющих факторов. Наряду с такими показателями качества деталей соединения, как материалы изготовления вала и манжеты, шероховатость поверхности вала, наличие пыли в зоне трения, качество уплотняемой жидкости, температура работы и т.д. на долговечность работы оказывают влияние параметры макрогеометрии — отклонение от перпендикулярности манжеты к валу, отклонение от соосности и радиальное биение вала. Если отклонение от перпендикулярности можно обнаружить при эксплуатации соединения путем визуального контроля и постановки манжеты в строго перпендикулярное положение, то отклонение от соосности и радиальное биение необходимо компенсировать натягом манжеты на вал. Натяг в свою очередь в процессе эксплуатации будет уменьшаться за счет изнашивания рабочей кромки манжеты, что будет приводить к увеличению утечек в соединении.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Голубев А.И., Кондаков Л.А. Уплотнения и уплотнительная техника. М.: Машиностроение, 1985. 463 с.
2. Голубев Г.А., Кукин Г.Н., Лазарев Г.Е., Чичинадзе А.В. Контактные уплотнения вращающихся валов. М.: Машиностроение, 1976. 264 с.
3. Журавлева С.Н. Повышение износостойкости манжетных уплотнений для вращающихся валов // Новые материалы и технологии в машиностроении. 2014. № 19. С. 53.
4. Mhammed E.G., Fatu A., Hajjam M. Effect of grooved shaft on the rotary lip seal performance in transient condition: Elasto-hydrodynamic simulations // Tribology International. 2015. V. 93 (A). P. 411.
<https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.09.031>
5. Zhang F., Zhang Y. Research on sealing performance of oil seals with micro-dimple texture on lips // Industrial Lubrication and Tribology. 2020. V. 73. № 1. P. 113.
<https://doi.org/10.1108/ILT-06-2020-0198>
6. Сковородин В.Я. Долговечность сопряжений деталей отремонтированной сельскохозяйственной техники (на примере сельскохозяйственных тракторов): Дис. ... д-ра техн. наук. Л., Пушкин: ЛСХИ, 1985. 284 с.
7. Кривошеев И.А., Ивашин А.Ф., Осипов Е.В., Чебаков А.В. Обеспечение герметичности турбо-насосных агрегатов в составе двигателей летательных аппаратов // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. 2018. № 54. С. 105.
<https://doi.org/10.15593/2224-9982/2018.54.09>
8. Мельников О.М., Казанцев С.П., Чеха О.В. Оценка показателей качества деталей и соединения “вал–манжета” // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. 2019. № 5 (93). С. 8.
<https://doi.org/10.34677/1728-7936-2019-5-8-13>
9. Мельников О.М. Работоспособность соединений “вал–манжета” и повышение их надежности // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. 2018. № 2 (84). С. 50.
<https://doi.org/10.26897/1728-7936-2018-2-50-54>
10. Мельников О.М., Казанцев С.П., Игнаткин И.Ю., Скороходов Д.М., Белов М.И. Совершенствование уплотнительных устройств подшипниковых узлов сельскохозяйственной техники // Агроинженерия. 2022. Т. 24. № 3. С. 68.
<https://doi.org/10.26897/2687-1149-2022-3-68-72>

11. Ерохин М.Н., Белов М.И., Мельников О.М. Методика расчета контактного давления манжеты на вал // Вестник машиностроения. 2020. № 11. С. 39.
<https://doi.org/10.36652/0042-4633-2020-11-39-45>
12. Ерохин М.Н., Леонов О.А., Катаев Ю.В., Мельников О.М. Методика расчета натяга для соединений резиновых армированных манжет с валами по критерию начала утечек // Вестник машиностроения. 2019. № 3. С. 41.
13. Leonov O.A., Shkaruba N.Z. Calculation of Fit Tolerance by the Parametric Joint Failure Model // J. of Machinery Manufacture and Reliability. 2020. V. 49. № 12. P. 1027.
<https://doi.org/10.3103/S1052618820120092>
14. Голубев Г.А. О динамическом эффекте, возникающем в манжетных уплотнительных узлах быстровращающихся валов // Сборник вопросов трения и проблем смазки. М.: Наука, 1988. 252 с.
15. Hand B.P., Erdogan, N., Murray D., Cronin P., Doran W., Murphy J. Experimental testing on the influence of shaft rotary lip seal misalignment for a marine hydro-kinetic turbine // Sustainable Energy Technologies and Assessments. 2021. V. 50. № 9. P. 101874.
<https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101874>
16. Borrás X., Rooij M., Schipper D.J. Misalignment-induced macro-elastohydrodynamic lubrication in rotary lip seals // Tribology International. 2020. V. 151. P. 06479.
<https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106479>
17. Zhang Sh., Wu Zh., Shang Y., Qian Zh., Ke Y., Xia Y. Wear Simulation of Rotary Shaft Lip Seal // Run Hua Yu Mi Feng. Lubrication Engineering. 2021. V. 46 (3). P. 119.
<https://doi.org/10.3969/j.issn.0254-0150.2021.03.019>
18. Erokhin M.N., Leonov O.A., Shkaruba N.Zh., Amelin S.S., Bodunov D.M. Application of Dimensional Analysis for Calculating the Total Misalignment between a Seal and a Shaft // J. of Machinery Manufacture and Reliability. 2021. V. 50. № 6. P. 524.
<https://doi.org/10.3103/S1052618821060066>

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 54.03;54.05

ВЛИЯНИЕ ВОЛНОВЫХ РЕЗОНАНСНЫХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА СЕДИМЕНТАЦИОННУЮ УСТОЙЧИВОСТЬ ДИСПЕРСИЙ НАНОЧАСТИЦ КРАХМАЛА

© 2023 г. С. Р. Ганиев^а, В. П. Касилов^а, О. Н. Кислогубова^{а,*},
О. А. Бутикова^а, Н. Е. Кочкина^{а,б}

^аИнститут машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

^бИнститут химии растворов им. Г.А. Крестова РАН, Иваново, Россия

*e-mail: kobjakovinka@mail.ru

Поступила в редакцию 25.05.2023 г.

После доработки 15.08.2023 г.

Принята к публикации 20.08.2023 г.

В статье изучено влияние волновых резонансных воздействий на седиментационную устойчивость дисперсий наночастиц картофельного и кукурузного крахмалов, полученных методом соосаждения. Установлено, что доля дисперсной фазы дисперсий наночастиц картофельного крахмала, сформованных с помощью традиционного перемешивания, остается неизменной двое суток, для дисперсий наночастиц кукурузного крахмала этот показатель сохраняется на первоначальном уровне лишь в течение первых пяти минут. Применение волновых воздействий на стадии соосаждения приводит к увеличению значений ξ -потенциала получаемых наночастиц в 4.5 и 3.5 раза для кукурузного и картофельного крахмалов, соответственно. Благодаря этому стабильность дисперсий наночастиц кукурузного крахмала возрастает до двух суток, дисперсий наночастиц картофельного крахмала — до сорока суток. Представленные в статье результаты являются основой для разработки ресурсосберегающей технологии получения высокостабильных дисперсий наночастиц биополимеров для пищевой, медицинской, фармацевтической и других отраслей промышленности.

Ключевые слова: кукурузный крахмал, картофельный крахмал, волновые воздействия, дисперсии наночастиц, седиментационная устойчивость

DOI: 10.31857/S023571192306007X, EDN: EFEMCJ

Обзор литературы. Дисперсия наночастиц (ДНЧ) крахмала имеет широкие перспективы применения в различных отраслях промышленности, таких как пищевая, фармацевтическая, медицинская, сельскохозяйственная, а также косметология [1–3]. Однако практическое использование таких систем ограничено из-за их низкой седиментационной устойчивости. Повышение стабильности ДНЧ биополимеров является актуальной проблемой современных исследований и имеет существенное прикладное значение.

Способами стабилизации ДНЧ являются стерический и электростатический, а также их комбинация [4]. Стерическая стабилизация заключается в адсорбции вспомогательных добавок на поверхности наночастиц, что препятствует агрегации и оседанию последних. Для стабилизации ДНЧ крахмала данным методом чаще всего используют поверхностно-активные вещества (ПАВ) неионогенной природы [5]. Электростатическая стабилизация ДНЧ достигается путем увеличения сил электростатического отталкивания между наночастицами и созданием высоких значений их ξ -потенциала за счет добавок ионогенных ПАВ или низкомолекулярных полиэлектролитов [6].

Введение в качестве стабилизирующих агентов ПАВ является наиболее широко применяемым на практике способом достижения стабильного состояния ДНЧ крахмала [7–9]. Так, авторами [9] показано, что использование анионактивного додецилсульфата натрия (SDS) и неионогенного Твин 80 (Tween 80) обеспечивает получение стабильных в течение четырех и более часов ДНЧ картофельного (КРК) и кукурузного (КК) крахмалов по сравнению с дисперсиями, не содержащими ПАВ.

Известны также работы по получению высокостабильных дисперсий ДНЧ КК в присутствии гипохлорита натрия (NaOCl) [10, 11]. По данным [11] использование NaOCl способствует образованию отрицательно заряженных карбонильных и карбоксильных функциональных групп на поверхности наночастиц КК, что в итоге провоцирует существенное повышение величины ξ -потенциала последних. Несмотря на достаточно высокую стабильность модифицированных гипохлоритом наночастиц КК, они имеют ограниченное практическое применение из-за присутствия в конечном продукте активного хлора, что требует проведения дополнительной стадии очистки ДНЧ от побочных продуктов. Кроме того, использование химических стабилизаторов в производстве наночастиц оказывает неблагоприятное воздействие на окружающую среду. Подбор стабилизирующих компонентов и условий их применения является отдельной технологической задачей, от правильности решения которой зависят свойства получаемых ДНЧ.

В работах [12–14] описан способ повышения стабильности ДНЧ крахмала с использованием метода ультразвуковой обработки (УЗ). Авторами [14] показано, что воздействие УЗ в течение двух минут позволяет разрушать агрегаты наночастиц и способствует повышению седиментационной устойчивости дисперсий до пяти суток. Напротив, более длительная УЗ-обработка приводит к ослаблению межфазных барьеров и снижению стабильности дисперсий при хранении. Основным недостатком использования УЗ для обеспечения стабильного состояния ДНЧ является высокая вероятность деструкции макромолекул биополимера.

Перспективным, не требующим присутствия вспомогательных стабилизирующих добавок способом получения однородных высокостабильных ДНЧ крахмала могут стать волновые технологии. Известно [15, 16], что волновые эффекты, проявляющиеся при сформированных за счет волновых воздействий режимах течений в обрабатываемых средах в волновых аппаратах и установках, способствуют увеличению площади контакта поверхностей фаз и их взаимному проникновению, что существенно интенсифицирует процессы массопереноса в жидкофазных системах. Получаемые по волновым технологиям эмульсии и суспензии характеризуются повышенной степенью дисперсности и высокой стабильностью.

Цель исследования состояла в изучении влияния волновых резонансных воздействий на седиментационную устойчивость ДНЧ КК и КРК, полученных методом осаждения из раствора.

Экспериментальная часть. В статье использовали КРК (ГОСТ Р 53876-2010) и КК (ГОСТ 32159-2013), производства АО “Плещеевский крахмальный завод”. Наночастицы формировали путем прикапывания этилового спирта ректификата (50 мл) к клеестеризованным дисперсиям биополимера с концентрацией 1% (50 г) при постоянном перемешивании, которое выполняли 2-мя способами: 1) с использованием лабораторной лопастной мешалки ER 10 при скорости вращения 1000 об/мин; 2) на волновом смесителе ВМ-58, разработанном в НЦ НВМТ РАН, с электромеханическим резонансным генератором колебаний [17], который обеспечивал формирование в обрабатываемой среде значительных знакопеременных сдвиговых напряжений, создаваемых сочетанием волн сдвиговых деформаций с циркуляционным течением среды.

Эксперимент проводился в расположенном под наклоном 45° рабочем реакторе со стенками специальной формы в режиме вращения с наложением крутильных колебаний (рис. 1). При этом введение этанола осуществлялось путем впрыскивания под

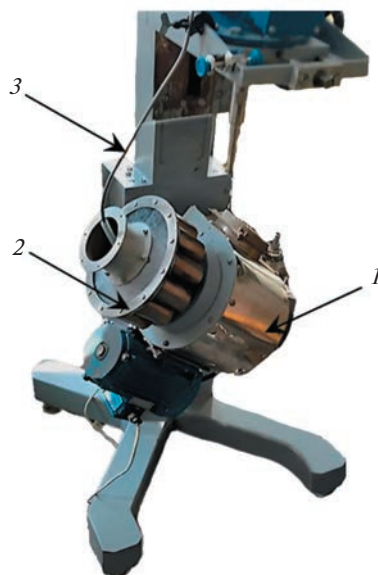


Рис. 1. Экспериментальная установка волнового смешивания ВМ-58: 1 – волновая установка ВМ-58; 2 – волновой реактор; 3 – ввод этанола в реактор.

давлением шесть атмосфер непосредственно в объем крахмального клейстера через тонкую иглу, погруженную в обрабатываемую среду. Режим волновой обработки был следующим: частота колебаний 52.1 Гц; амплитуда колебаний на границе формирования волны 2 мм; напряжение 60 В; ток 10.5 А; мощность 90 Вт; частота вращения рабочей емкости 4.59 Гц.

Сразу после приготовления полученные ДНЧ разливали по градуированным пробиркам и оценивали их седиментационную устойчивость в течение времени по методике, описанной в работе [18]. Для этого образцы выдерживали в стационарных условиях при комнатной температуре и через заданные промежутки времени фиксировали изменение объемной доли дисперсной фазы C_V , которую рассчитывали по формуле

$$C_V = \frac{V_{\text{дф}}}{V_{\text{дс}}} 100\%,$$

где $V_{\text{дф}}$ – объем дисперсной фазы; $V_{\text{дс}}$ – объем дисперсионной среды. ξ – потенциал НЧК определяли на приборе Zetasizer Nano ZS (Malvern Instruments Ltd, UK) методом электрофоретического рассеяния света.

Обсуждение результатов. На рис. 2 и 3 представлены фотографии ДНЧ КК и КРК, полученных традиционным методом перемешивания и с использованием волновых резонансных воздействий. ДНЧ КК наблюдали в течение двух часов (рис. 2). В образце, сформированном по классической технологии, оседание наночастиц происходит, начиная с первых минут. Уже через пять минут выдержки происходит формирование хорошо заметного белого осадка и осветление верхней фракции суспензии. При этом объемная доля дисперсной фазы снижается и составляет 38.4% (рис. 4, кривая 1). Большая часть взвешенных наночастиц КК оседает за 30 мин выдерживания образца в стационарных условиях. За это время объемная доля дисперсной фазы уменьшается до величины 13.8%. Полная седиментация наночастиц в этом случае наблюдается через четыре часа.

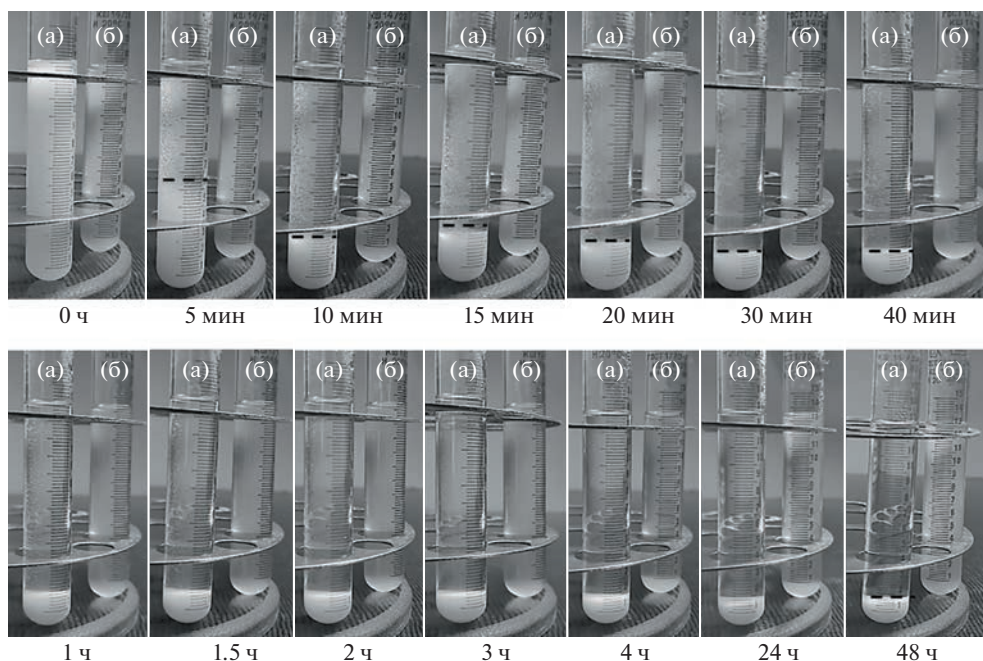


Рис. 2. Фотографии образцов ДНЧ КК, полученных классическим способом (а) и с применением волновых резонансных воздействий (б).

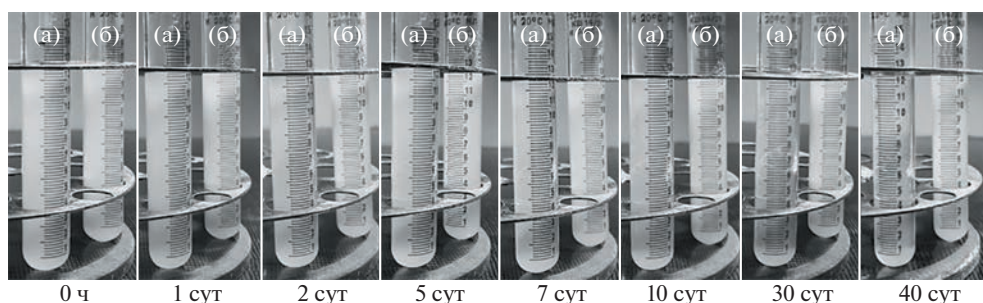


Рис. 3. Фотографии образцов ДНЧ КРК, полученных классическим способом (а) и с применением волновых резонансных воздействий (б).

ДНЧ КК, полученная путем прикапывания этанола в условиях волновых резонансных воздействий, характеризуется более высокой стабильностью.

В образце дисперсная фаза равномерно распределена по объему в течение всей продолжительности выдерживания суспензии в стационарных условиях (рис. 2б). Незначительное снижение ее доли происходит через 48 ч. и составляет 92% (рис. 4а, кривая 2).

Оценку стабильности образцов ДНЧ КРК проводили в течение сорока суток (рис. 3). В ходе наблюдений установлено, что ДНЧ КРК обладают более высокой седиментационной устойчивостью по сравнению с ДНЧ КК. В первые двое суток дисперсная фаза равномерно распределена по всему объему, независимо от способа приготовления. С увеличением продолжительности выдерживания ДНЧ КРК в стац-

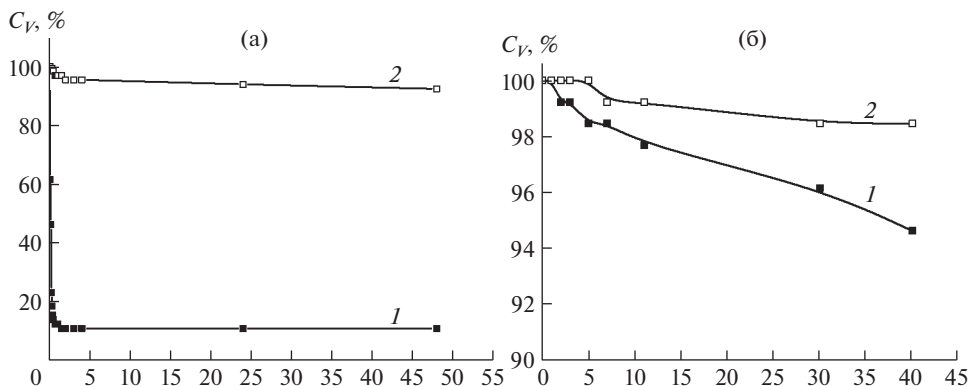


Рис. 4. Объемная доля дисперсной фазы в образцах ДНЧ КК (а) и КРК (б), полученных традиционным способом перемешивания (кривые 1) и в условиях волновых резонансных воздействий (кривые 2).

нарных условиях до пяти суток выявлено незначительное снижение доли дисперсной фазы до 98.5% в образце, сформованном с применением лопастной мешалки. В случае использования волновых резонансных воздействий этот показатель оставался без изменений (рис. 4б). Через 40 суток доля дисперсной фазы в образце, полученном по традиционной технологии, снижается до величины 95.6% (рис. 4б, кривая 1). Применение волновых резонансных воздействий на стадии введения этанола позволяет получать ДНЧ КРК, способные сохранять свою стабильность в течение более длительного промежутка времени (рис. 4б, кривая 2). Наблюдение за образцами показало, что через 40 суток доля дисперсной фазы в ДНЧ КРК составила 98.5%.

Для выявления причин различной седиментационной устойчивости ДНЧ крахмалов, полученных методом соосаждения при перемешивании лопастной мешалкой и с помощью волновых воздействий была определена величина ξ -потенциала изучаемых наночастиц. Общеизвестно [19–21], что стабильными считаются коллоиды, абсолютное значение ξ -потенциала которых составляет 30 мВ и выше. В результате установлено, что ξ -потенциал наночастиц КК и КРК, сформованных по классической технологии равен –10 мВ и –15 мВ соответственно. Наложение волновых резонансных воздействий на процесс формирования ДНЧ крахмалов приводит к увеличению значений данного показателя. В этом случае ξ -потенциал наночастиц КК и КРК составляет –45 мВ и –53 мВ соответственно. Результаты исследования показывают, что применение волновой технологии способствует формированию на поверхности наночастиц крахмала двойного электрического слоя отличного по строению от такового, имеющегося у наночастиц биополимера, полученных с помощью мешалки.

Вывод. Таким образом, представленные в статье результаты, демонстрируют эффективность применения волновых резонансных воздействий для формирования седиментационно устойчивых ДНЧ крахмала различного происхождения и могут быть использованы в дальнейшем для создания высокоэффективных ресурсосберегающих технологий производства дисперсионных наночастиц.

Благодарности. Авторы выражают благодарность Центру коллективного пользования научным оборудованием “Верхневолжский региональный центр физико-химических исследований” за проведение измерений на приборе Zetasizer Nano ZS (Malvern Instruments Ltd, UK).

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Campelo P.H., Sant'Ana A., Pedrosa M.T., Clerici S.* Starch nanoparticles: production methods, structure, and properties for food applications // *Current Opinion in Food Science*. 2020. V. 33. P. 136.
2. *Sivamaruthi B.S., Nallasamy P., Suganthy N., Kesika P., Chaiyasut Ch.* Pharmaceutical and biomedical applications of starch-based drug delivery system: A review // *J. of Drug Delivery Science and Technology*. 2022. V. 77. P. 103890.
3. *Rodrigues A., Emeje M.* Recent applications of starch derivatives in nanodrug delivery // *Carbohydrate Polymers*. 2012. V. 87. P. 987.
4. *Marzán L.M.L., Correa-Duarte M.A., Pastoriza-Santos I., Mulvaney P., Ung Th., Giersig M., Kotov N.A.* Chapter 5. Core-shell nanoparticles and assemblies thereof // *In Handbook of Surfaces and Interfaces of Materials / Ed. H. S. Nalwa*. V. 3. Nanostructured materials, micelles, and colloids. 2021. P. 189.
5. *Napper D.H.* Steric stabilization // *J. of Colloid and Interface Science*. 1977. V. 58 (2). P. 390.
6. *Fritz G., Schädler V., Willenbacher N., Wagner N.J.* Electrosteric stabilization of colloidal dispersions // *Langmuir*. 2002. V. 18. № 16. P. 6381.
7. *Masoudipour E., Kashanian S., Azandaryani A.H., Omidfar K., Bazyar E.* Surfactant effects on the particle size, zeta potential, and stability of starch nanoparticles and their use in a pH-responsive manner // *Cellulose*. 2017. V. 24. № 10. P. 4217.
8. *Masoudipour, Elham K., Soheila A., Abbas H., Omidfar K., Elham B.* Surfactant effects on the particle size, zeta potential, and stability of starch nanoparticles and their use in a pH-responsive manner // *Cellulose*. 2018. V. 24 (10). P. 4217.
9. *Li X., Qin Y., Liu C., Jiang S., Xiong L., Sun Q.* Size-controlled starch nanoparticles prepared by self-assembly with different green surfactant: The effect of electrostatic repulsion or steric hindrance // *Food Chemistry*. 2016. V. 199. P. 356.
10. *Wei B., Zhang B., Sun B., Jin Z., Xu X., Tian Y.* Aqueous re-dispersibility of starch nanocrystal powder improved by sodium hypochlorite oxidation // *Food Hydrocolloids*. 2016. V. 52. P. 29.
11. *Liu Q., Li F., Lu H., Li M., Liu J., Zhang S., Sun Q., Xiong L.* Enhanced dispersion stability and heavy metal ion adsorption capability of oxidized starch nanoparticles // *Food Chemistry*. 2018. V. 242. P. 256.
12. *Wang J., Yu Y.D., Zhang Z.G., Wu W.C., Sun P.L., Cai M., Yang K.* Formation of sweet potato starch nanoparticles by ultrasonic -assisted nanoprecipitation: Effect of cold plasma treatment // *Frontiers in Bioengineering and Biotechnology*. 2022. V. 10. P. 986033.
13. *Jeonga O., Shina M.* Preparation and stability of resistant starch nanoparticles, using acid hydrolysis and cross-linking of waxy rice starch // *Food Chemistry*. 2018. V. 256. P. 77.
14. *Shaolong R. Junyu T., Yu Q., Jingyi W., Tianyi Y., Jianwei Z., De G., Enbo X., Donghong L.* Mechanical force-induced dispersion of starch nanoparticles and nanoemulsion: Size control, dispersion behaviour, and emulsified stability // *Carbohydrate Polymers*. 2022. V. 275. P. 118711.
15. *Ганиев Р.Ф., Ганиев С.Р., Касилов В.П., Пустовзар А.П.* Волновые технологии в инновационном машиностроении. М.: Институт компьютерных исследований, 2014. 106 с.
16. *Ганиев Р.Ф., Украинский Л.Е.* Нелинейная волновая механика и технология. М.: Научно-издательский центр "Регулярная и хаотическая динамика", 2008. 712 с.
17. *Касилов В.П., Курмев Д.В.* Волновые технологические машины и аппараты с электромеханическими резонансными генераторами колебаний и волн // Сборник материалов международной научной конференции "Машины, технологии и материалы для современного машиностроения". Москва, 2018. С. 76.
18. *Pal A., Pal R.* Rheology of Emulsions Thickened by Starch Nanoparticles // *Nanomaterials*. 2022. V. 12. P. 2391.
19. *Lu G.W., Gao P.* Emulsions and microemulsions for topical and transdermal drug delivery // *In Handbook of Non-invasive drug delivery systems*, 2010. P. 59.
20. *Müller R.H., Jacobs C.* Buparvaquone mucoadhesive nanosuspension: preparation, optimisation and long-term stability // *Int. J. of Pharmaceutics*. 2022. V. 237. P. 151.
21. *Kadu P.J., Kushare S.S., Thacker D.D., Gattani S.G.* Enhancement of oral bioavailability of atorvastatin calcium by self-emulsifying drug delivery systems (SEDDS) // *Pharmaceutical development and technology*. 2011. V. 16 (1). P. 65.

**НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ
В МАШИНОСТРОЕНИИ**

УДК 531.8,621.01

**СТРУКТУРА, КИНЕМАТИКА И ПРОТОТИПИРОВАНИЕ
ПАРАЛЛЕЛЬНОГО МАНИПУЛЯТОРА С УДАЛЕННЫМ ЦЕНТРОМ ВРАЩЕНИЯ**© 2023 г. В. А. Глазунов^a, П. А. Ларюшкин^{a,b,*}, К. А. Шалюхин^a^aИнститут машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия^bМосковский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
(национальный исследовательский университет), Москва, Россия

*e-mail: pav.and.lar@gmail.com

Поступила в редакцию 18.06.2023 г.

После доработки 02.08.2023 г.

Принята к публикации 20.08.2023 г.

В статье рассмотрен механизм с удаленным центром вращения, предназначенный для применения в медицине, и в частности, минимально инвазивных операциях. Базовый механизм состоит из двух параллелограммов с общими звеньями, что позволяет хирургическому инструменту дублировать движение приводного звена механизма. Для обеспечения большей жесткости механизма предложено ввести приводную избыточность за счет использования дополнительной диады RRR с приводной парой. Для полученного механизма решена задача о положениях. Также представлены трехмерная модель и прототип механизма.

Ключевые слова: механизмы параллельной структуры, механизмы с удаленным центром вращения, приводная избыточность, особые положения, задатчик движения

DOI: 10.31857/S0235711923060081, **EDN:** EEZOEА

Одной из важных областей применения механизмов параллельной структуры является медицина, что обусловлено такими качествами подобных механизмов, как более высокая точность позиционирования и жесткость по сравнению с механизмами с последовательной структурой. Наиболее часто механизмы такого типа применяются в хирургии, в частности нейрохирургии и минимально-инвазивной абдоминальной хирургии [1, 2]. При этом могут использоваться различные структурные схемы механизмов, однако наибольшее распространение получили устройства с удаленным центром вращения. В этих механизмах выходное звено (чаще всего — хирургический инструмент) совершает вращение вокруг постоянной точки, а промежуточные звенья всегда находятся на некотором удалении от этой точки. Такая особенность обусловлена тем, что упомянутая точка, как правило, является местом прокола или разреза, в котором инструмент вводится в тело пациента. Двумя основными типами механизмов с удаленным центром вращения являются сферические и плоские механизмы.

Сферические механизмы представляют собой устройства, обладающие, как правило, тремя степенями свободы. В подавляющем большинстве случаев такие механизмы являются пространственными, т.е. их звенья не находятся в одной плоскости. В качестве примеров медицинских сферических механизмов можно привести робот CoBRA-Surge [3] с классической структурой, включающей дуговые звенья, предназначенный для малоинвазивных операций, а также робот ESTELE [4] с похожей структурой, основное назначение которого — роботизированное ультразвуковое исследование абдоминальной области.

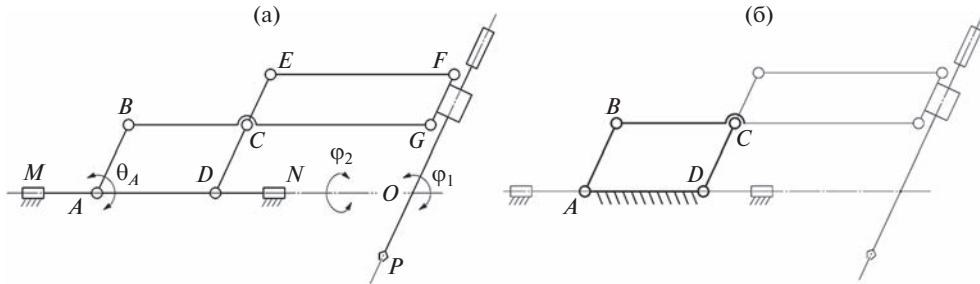


Рис. 1. Механизм с удаленным центром вращения: схема механизма (а) шарнирный четырехзвенник в составе механизма (б).

Плоские механизмы, звенья которых лежат в одной плоскости, также могут использовать дуговые элементы, как, например, это сделано в роботах SASSU [5] и Probot [6]. Однако наиболее распространенными являются механизмы с пантографами, в которых движение приводного звена (кривошипа) копируется инструментом. Примерами могут служить робот LARS [7], являющийся одним из первых представителей подобных устройств, и робот BlueDragon [8], в котором используется несколько пантографов, каждый из которых управляет отдельным инструментом. Основным недостатком таких механизмов является относительно низкая жесткость, что для медицинского оборудования является недопустимым [9]. В настоящей статье предлагается возможный вариант решения такой проблемы за счет введения дополнительной приводной избыточности в плоский механизм с пантографом.

Базовый механизм. Для начала рассмотрим базовое исполнение механизма (рис. 1).

Основной частью механизма является пара плоских параллелограммов $ABCD$ и $CEFG$. В каждой точке располагается вращательный шарнир. При этом звено CD первого параллелограмма и звено второго параллелограмма CE представляют собой две части физически единого звена DE . Аналогично звенья BC и CG являются частями единого звена BG . На звене FG закреплен инструмент, ось которого параллельна данному звену. Воспользовавшись известной формулой Чебышева, можно увидеть, что подвижность рассматриваемого механизма будет равна единице

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \times 5 - 2 \times 7 - 0 = 1,$$

где n — число подвижных звеньев механизма; p_5 — число одноподвижных кинематических пар (пар 5-го класса); p_4 — число двухподвижных кинематических пар (пар 4-го класса).

Кинематическая структура механизма обеспечивает синхронное движение звеньев AB , DE , FG и, соответственно, инструмента. Иными словами, вращение приводной кинематической пары A приводит к повороту инструмента вокруг точки O . При этом угол поворота входного звена θ_A будет равен углу поворота инструмента φ_1 . В свою очередь звено AD расположено на поворотной оси MN , что дает механизму вторую степень свободы — возможность вращения вокруг оси, характеризуемого углом φ_2 . Таким образом, рассматриваемый механизм имеет две вращательных степени свободы. При этом центр вращения расположен в точке O и удален от непосредственно звеньев механизма: через данную точку в процессе работы проходит только инструмент. Перемещение инструмента вдоль собственной оси, а также его вращение вокруг этой оси может осуществляться вручную, либо с помощью отдельных приводов и в рамках настоящей статьи не рассматривается.

Можно легко видеть, что в основе механизма, по сути, лежит шарнирный четырехзвенник $ABCD$ (рис. 16). Такой механизм является простейшим представителем класса механизмов параллельной структуры, которому присущи достоинства и недостатки подобных механизмов. Одним из главных таких недостатков является наличие так называемых особых положений (сингулярностей), при попадании в которые, механизм теряет степень свободы или управление [10, 11]. При этом шарнирный четырехзвенник, как было показано Д. Златановым [12], может попадать в особые положения, характеризующиеся вырождением связей [13].

Негативные эффекты, заключающиеся в снижении точности позиционирования, потере жесткости, увеличении нагрузки на приводы и конструктивные элементы механизма, как правило, начинают проявляться при приближении к особым положениям [14, 15], что уменьшает реальную рабочую зону механизма. Поскольку для рассматриваемого механизма в качестве основной области применения предлагается медицина, а именно манипулирование хирургическими инструментами, очевидной становится недопустимость возникновения перечисленных явлений, поскольку каждое из них может привести к травме или создать угрозу жизни пациента.

Одним из способов борьбы с особыми положениями является введение в механизм избыточности, заключающейся в использовании только дополнительных приводов (приводная избыточность), либо дополнительных приводов в паре со вспомогательной подвижностью (кинематическая избыточность). Легко видеть, что появление дополнительной подвижности в рассматриваемом механизме привело бы к изменению структуры и, соответственно, потере синхронности движения приводного звена AB и инструмента. Из этого следует, что наиболее рациональным решением в данном случае было бы использование приводной избыточности.

Модифицированный механизм с приводной избыточностью. Наиболее простым способом введения приводной избыточности является замена любой пассивной кинематической пары на приводную. В рассматриваемом механизме наиболее рациональной представляется замена кинематической пары D , поскольку эта пара расположена на основании механизма, а значит ее физический привод (электродвигатель) можно удобно расположить там же. Это позволяет не увеличивать массу подвижных частей механизма и нагрузку на них, поскольку нет необходимости перемещать привод в процессе работы. В то же время можно видеть, что геометрия рассматриваемого механизма далеко не оптимальна с точки зрения обеспечения его жесткости. Действительно, удаление центра обеспечивается “вытянутой” геометрией механизма, являющегося, по сути, консольной балкой с заделкой по звену AD . Уменьшение консоли позволило бы потенциально повысить жесткость механизма без увеличения сечения и, как следствие, массы подвижных звеньев.

Для решения обозначенной проблемы целесообразно добавить в механизм простейшую структурную группу Ассур с приводной кинематической парой. При этом место присоединения такой группы к механизму должно быть, с одной стороны, максимально близким к инструменту, а с другой — не сильно увеличивать габариты механизма, поскольку поворот вокруг оси MN , в любом случае, будет осуществляться для всей конструкции. В качестве такого решения в настоящей статье предлагается использовать дополнительную диаду RRR (R — обозначает вращательный шарнир), присоединенную к точке E (рис. 2а).

Дополнительная диада $A'B'E$ располагается в задней части механизма и не препятствует функционированию его основной рабочей части (параллелограмму $CEFG$). При этом приводная пара A' расположена на основании механизма. Стоит заметить, что в точке E соединяются три звена: $B'E$, DE и EF , поэтому теоретически в

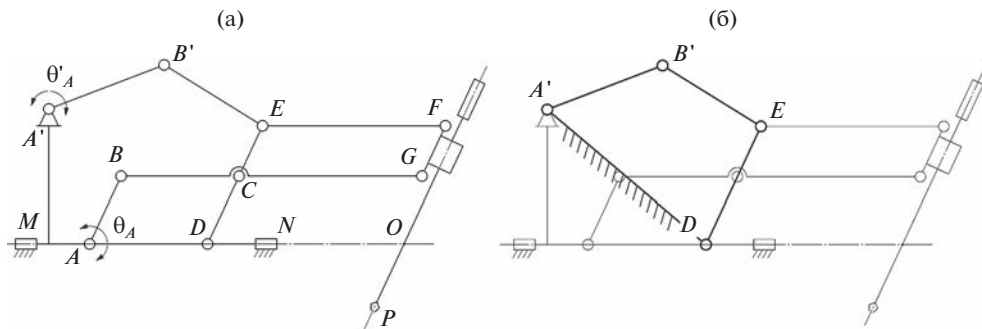


Рис. 2. Механизм с дополнительной диадой: схема механизма (а) новый шарнирный четырехзвенник в составе механизма (б).

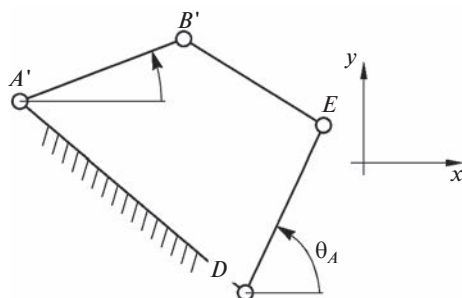


Рис. 3. Расчетная схема для решения задачи о положениях.

данной точке расположены две одноподвижных пары. С учетом этого, для модифицированного механизма структурная формула Чебышева будет иметь вид

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \times 7 - 2 \times 10 - 0 = 1.$$

Введение дополнительной диады RRR позволило создать в структуре механизма дополнительный контур $A'B'ED$, представляющий собой, по сути, еще один шарнирный четырехзвенник (рис. 2б).

Поскольку звено DE движется синхронно звену AB , в рассматриваемом четырехзвеннике его можно считать приводным. Поскольку звено $A'B'$ также является приводным, очевидна избыточность механизма. При этом положение точки E зависит от углов поворота двух приводных звеньев, а не одного, как в случае базового механизма, что потенциально делает механизм с диадой в целом более жестким.

Перейдем к решению задачи о положениях. Поскольку, отмечено что углы θ_A и φ_1 равны, задача будет заключаться в вычислении угла θ_A' по заданному значению θ_A или φ_1 . При этом расчетную схему для решения задачи можно упростить, рассматривая только шарнирный четырехзвенник $A'B'ED$ (рис. 3).

Координаты точки E определяются длиной l_{DE} звена DE и углом θ_A

$$\begin{aligned} x_E &= x_D + l_{DE} \cos \theta_A, \\ y_E &= y_D + l_{DE} \sin \theta_A. \end{aligned} \quad (1)$$

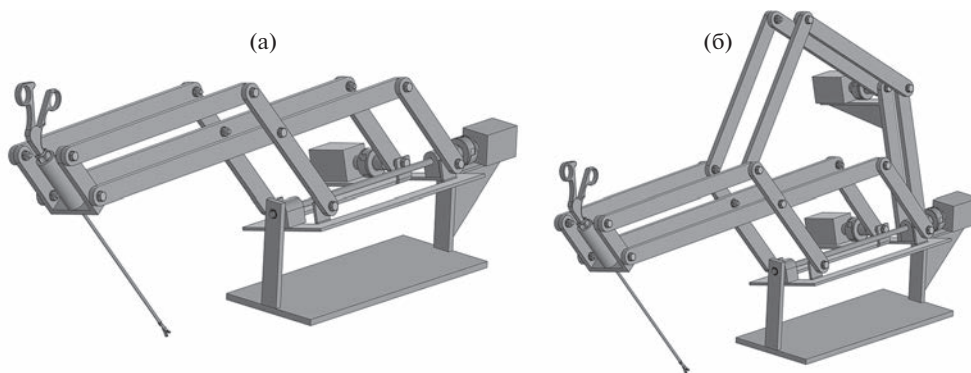


Рис. 4. CAD-модели механизмов: базового (а) и с избыточностью (б).

где x_D, y_D — известные координаты точки D .

Координаты точки B' можно аналогичным образом выразить через координаты точки A' и длину $l_{A'B'}$ звена $A'B'$, а также угол θ'_A .

$$\begin{aligned} x_{B'} &= x_{A'} + l_{A'B'} \cos \theta'_A, \\ y_{B'} &= y_{A'} + l_{A'B'} \sin \theta'_A. \end{aligned} \quad (2)$$

Используя выражения (1) и (2), а также постоянство длины $l_{B'E}$ звена $B'E$ можно записать уравнение связи

$$(x_D + l_{DE} \cos \theta_A - x_{A'} - l_{A'B'} \cos \theta'_A)^2 + (y_D + l_{DE} \sin \theta_A - y_{A'} - l_{A'B'} \sin \theta'_A)^2 = l_{B'E}^2. \quad (3)$$

В неособом положении уравнение (3) будет иметь два решения, которые можно получить аналитически [16]. При этом, очевидно, более предпочтительным будет решение, при котором точка B' расположена выше, что уменьшает риск интерференции звеньев $A'B'$ и $B'E$ и параллелограмма $ABCD$.

Расположение точки A' , а также длины $l_{A'B'}$ и $l_{B'E}$ определяют допустимые углы поворота звена DE , и, как следствие инструмента. Для того, чтобы угол поворота был теоретически неограничен, должно выполняться следующее условие для φ_1 :

$$l_{A'B'} + l_{B'E} \geq l_{DE} + l_{AD}. \quad (4)$$

На практике необходимость в неограниченном повороте инструмента может отсутствовать, т.к. имеется возможность наклона всего механизма в противоположную сторону за счет изменения угла φ_2 . Поэтому условие (4) не является обязательным в реальном устройстве.

Компьютерное моделирование механизма. Одним из важных этапов разработки реального устройства является компьютерное моделирование конструкции. Помимо того, что такая модель служит отправной точкой для создания конструкторской документации, необходимой для изготовления изделия, моделирование в CAD позволяет оценить ряд важных параметров, таких как размеры рабочей зоны с учетом конструктивных ограничений, нагрузки на приводы и т.п. Для дальнейшей проработки были созданы модели базового механизма (рис. 4а) и механизма с приводной избыточностью (рис. 4б).

После первичной проработки был создан действующий прототип базового механизма для проверки основных конструктивных решений и отработки системы управ-

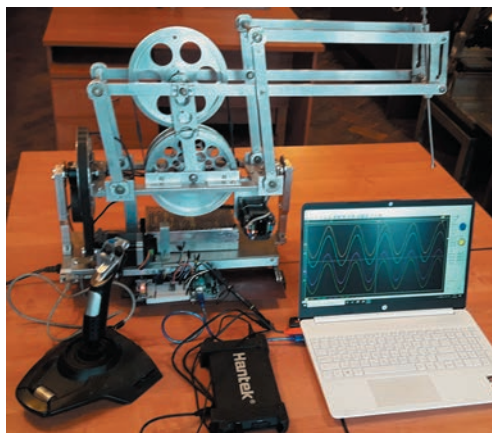


Рис. 5. Прототип сбалансированного исходного механизма.

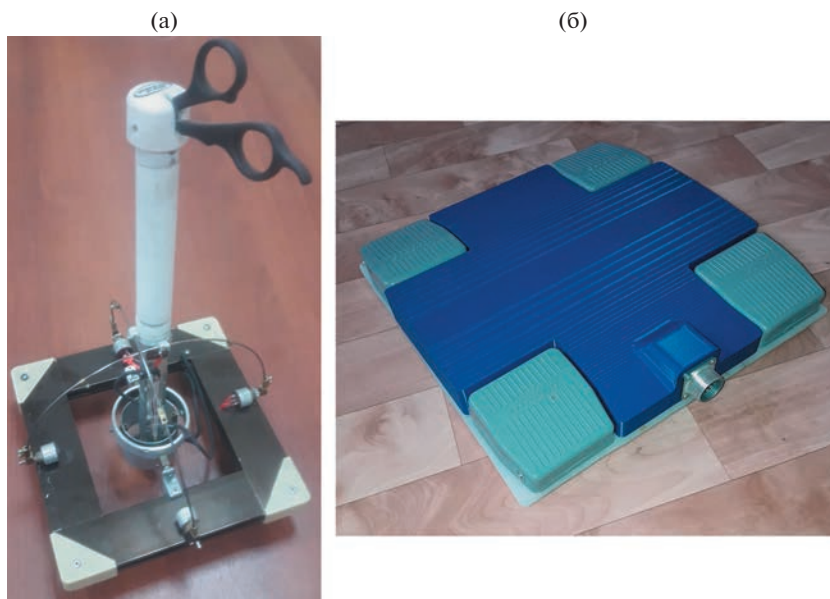


Рис. 6. Задатчики движения для применения в хирургии: ручной (а), педальный (б).

ления. При этом конструкция была несколько изменена и для приводов были использованы ременные передачи. Кроме того, была осуществлена балансировка механизма (рис. 5).

Для управления механизмом разработан ряд четырехкоординатных задатчиков движения. Один из них, для применения в хирургии, имитирует лапароскоп (рис. 6а). На выходе задатчика — четыре аналоговых сигнала, пропорциональных отклонению рукоятки от нейтрального положения.

Возможность освобождения рук оператора обеспечивает педальный задатчик движения (рис. 6б). Четыре педальных выключателя на платформе позволяют оператору,

работать стоя, или в сидячем положении, поставив ноги на платформу, ее конструкция дает возможность стоять на платформе, не нажимая ни на одну из педалей. Управление четырьмя реверсивными приводами осуществляется за счет выбора сочетания нажатых педалей. При этом настройку указанных сочетаний можно выполнить индивидуально.

Механизм предполагается использовать в качестве альтернативы системы Soloassist, выпускаемой немецкой компанией ActorMed [17], назначение которой — управление эндоскопической камерой при малоинвазивных операциях.

Заключение. В настоящей статье рассмотрен механизм с удаленным центром вращения, основной частью которого является плоский пantoграф. Показано, что такой механизм можно рассмотреть в качестве шарнирного четырехзвенника. Плоские механизмы с удаленным центром вращения, как правило, имеют относительно низкую жесткость. Для решения поставленной задачи предложено ввести в механизм приводную избыточность за счет использования дополнительной приводной диады RRR. Добавление диады формирует дополнительный контур, эквивалентный четырехзвенному механизму с двумя приводными звеньями. Для такого механизма показано решение задачи о положениях. Базовый и модифицированный механизм смоделированы в CAD. Кроме того, представлен прототип базового механизма с ременными передачами, для которого выполнена балансировка.

Финансирование. Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 23-29-00789, <https://rscf.ru/project/23-29-00789/>

Конфликт интересов. Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Kuo C.-H., Dai J.S., Dasgupta P. Kinematic Design Considerations for Minimally Invasive Surgical Robots: An Overview // *Int. J. of Medical Robotics and Computer Assisted Surgery*. 2012. № 8. P. 127.
2. Essomba T., Nguyen Vu L., Wu C. Optimization of a Spherical Decoupled Mechanism for Neuro-Endoscopy Based on Experimental Kinematic Data // *J. of Mechanics*. 2020. № 36 (1). P. 133.
3. Zhang X., Lehman A., Nelson C.A., Farritor S.M., Oleynikov D. Cooperative robotic assistant for laparoscopic surgery: CoBRASurge // *Proceeding of IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*. 2009. P. 5540.
4. Arbeille P., Ayoub J., Kieffer V., Ruiz P., Combes B., Coitrieux A., Herve P., Garnier S., Lepartz B., Lefebvre E., Perrotin F. Realtime tele-operated abdominal and fetal echography in 4 medical centers from one expert center using a robotic arm & ISDN or satellite link // *Proceedings of IEEE Int. Conf. on Automation Quality and Testing Robotics*. 2008. № 1. P. 45.
5. Ramrath L., Hofmann U.G., Schweikard A. Spherical Assistant for Stereotactic Surgery // *Int. Conf. on Intelligent Robots and Systems*. 2007. P. 859.
6. Harris S.J., Arambula-Cosio F., Mei Q., Hibberd R.D., Davies B.L., Wickham J.E.A., Nathan M.S., Kundu B. The Probot — an active robot for prostate resection // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part H: Journal of Engineering in Medicine*. 1997. № 211 (4). P. 317.
7. Taylor R.H., Funda J., Larose D., Treat M. A telerobotic system for augmentation of endoscopic surgery // *Proceedings of IEEE Engineering in Medicine and Biology Society*. 1992. V. 3. P. 1054.
8. Rosen J., Brown J.D., Chang L., Barreca M., Sinanan M., Hannaford B. The BlueDRAGON — A System for Measuring the Kinematics and the Dynamics of Minimally Invasive Surgical Tools In-Vivo // *Proceedings of IEEE International Conference on Robotics and Automation*. 2002. V. 2. P. 1876.
9. Zong G., Pei V., Yu J., Bi S. Classification and Type Synthesis of 1-DOF Remote Center of Motion Mechanisms // *Mechanism and Machine Theory*. 2008. № 43 (12). P. 1585.
10. Liu G., Lou Y., Li Z. Singularities of Parallel Manipulators: A Geometric Treatment // *IEEE Transactions on Robotics and Automation*. 2003. V. 19 (4). P. 579.
11. Gosselin C.M., Angeles J. Singularity analysis of closed-loop kinematic chains // *IEEE Transactions on Robotics and Automation*. 1990. V. 6 (3). P. 281.

12. Zlatanov D., Bonev I.A., Gosselin C.M. Constraint Singularities as C-Space Singularities // 8th Int. Symposium on Advances in Robot Kinematics (ARK 2002), 2002. P. 183.
13. Zlatanov D., Bonev I., Gosselin C.M. Constraint singularities of parallel mechanisms // Proceedings of the 2002 IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation. 2002. V. 1. P. 496.
14. Laryushkin P.A. Experimental Study of Force Transfer in a Delta-Type Mechanism with Four Degrees of Freedom // J. of Machinery Manufacture and Reliability. 2021. V. 50 (5). P. 379.
15. Laryushkin P.A., Glazunov V.A. On the Estimation of Closeness to Singularity for Parallel Mechanisms Using Generalized Velocities and Reactions // 14th Int. Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science World Congress, IFToMM, 2015. 127160.
16. Staciu S. Kinematics of the 3-RRR planar parallel robot // UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering. 2008. № 70 (2). P. 3.
17. Ohmura Y., Nakagawa M., Suzuki H., Kotani K., Teramoto A. Feasibility and Usefulness of a Joystick-Guided Robotic Scope Holder (Soloassist) in Laparoscopic Surgery // Visceral Medicine. 2018. № 34 (1). P. 37.

**НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ
В МАШИНОСТРОЕНИИ**

УДК 621.316.52:669.24'295

**УСТРОЙСТВО БЕЗОПАСНОСТИ НА ОСНОВЕ СПЛАВА
С ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ПАМЯТЬЮ ФОРМЫ**© 2023 г. Н. Н. Попов^{a,*}, Д. В. Пресняков^a, А. А. Костылева^a^aРоссийский федеральный ядерный центр — Всероссийский научно-исследовательский институт экспериментальной физики, Саров, Нижегородская обл., Россия

*e-mail: NNPopov@vniief.ru

Поступила в редакцию 25.05.2023 г.

После доработки 08.08.2023 г.

Принята к публикации 20.08.2023 г.

Разработано устройство на основе сплавов с высокотемпературной памятью формы, предназначенное для использования в изделиях машиностроения, в частности, в ядерной технике, с целью предотвращения аварийных ситуаций техногенного и природного характера. Устройство выполняет функцию разрыва электрической цепи при аварийном повышении температуры окружающей среды выше допустимой путем перерезания электрического жгута. Исследованы свойства формовосстановления термочувствительных рабочих элементов, изготовленных из сплава $\text{Ni}_{49,5}\text{Ti}_{48,0}\text{Hf}_{2,5}$ с высокотемпературной памятью формы. Результаты проведенных экспериментов позволяют сделать вывод о возможности использования устройства в электрических системах для перерезания ножом жаростойких электрических кабелей с наружным диаметром $d_{\text{out}} = 3.4\text{--}5.0$ мм и сечением медных проводов $0.2\text{--}1.5$ мм² при аварийной ситуации, т.е. при превышении температуры окружающей среды от 100°C и максимальном нагреве до 200°C.

Ключевые слова: устройство безопасности, рабочий элемент, сплавы с памятью формы, Ti–Ni–Hf

DOI: 10.31857/S0235711923060147, **EDN:** EGDNOB

При создании устройств безопасности, предназначенных для объектов атомной энергетики, могут использоваться конструкции, в том числе основанные на применении сплавов с высокотемпературной памятью формы (СВПФ). Учитывая сложность и опасность объектов атомной энергетики, последние должны оснащаться дополнительными устройствами безопасности, в том числе предназначенными для перерезания электрического жгута при аварийном повышении температуры окружающей среды выше допустимой.

В литературе приведено много информации о перерезающих устройствах [1–11]. Недостатками известных изобретений является сложность их конструкции, необходимость дистанционного управления и недопустимость использования порохов в ряде изделий машиностроения и, в частности, в ядерной технике. С целью устранения этих недостатков, ранее было разработано устройство, приведенное в [12]. Однако оно предназначено для температур не выше 100°C.

Поэтому для устранения всех перечисленных недостатков, разработано устройство безопасности (УБ), обеспечивающее разрыв электрической цепи путем перерезания электрических жгутов при повышении температуры окружающей среды выше 100°C, с использованием привода на основе изогнутых деталей, изготовленных из сплавов с

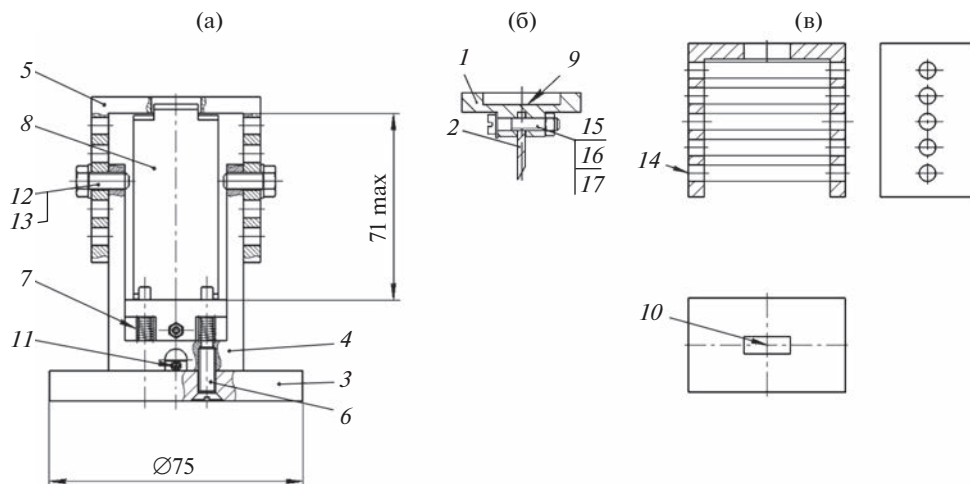


Рис. 1. Схема макета устройства безопасности на основе сплава с высокотемпературной памятью формы (а), (б); (в) – схема верхней стойки макета.

высокотемпературной памятью формы (СВПФ). Устройство имеет упрощенную конструкцию, обладает меньшими габаритами и массой, обеспечивает возможность проверки температуры аварийного срабатывания как перед постановкой устройства в изделие машиностроения, так и в процессе его эксплуатации [13].

В настоящей статье описана конструкция предложенного устройства безопасности и приведены результаты исследований по отработке его работоспособности.

Описание устройства безопасности на основе сплавов с высокотемпературной памятью формы. На рис. 1, схематично изображена конструкция перерезающего устройства. Для обеспечения работоспособности устройства размыкателя нож 2 с прижимом 1, у которого в верхней части имеется цилиндрический глухой паз 9 (рис. 1б), закрепляют при помощи винтового соединения 15, 16, 17. Основание 3 при помощи четырех винтов 6 соединяют с нижней стойкой 4. На верхнюю цилиндрическую часть винтов 6 устанавливают четыре пружины 7 и прижим 1 в сборе с ножом 2. Для получения термочувствительного рабочего элемента (РЭ) 8 (рис. 1а), предварительно термообработанной заготовки, изготовленной из СВПФ, в мартенситном состоянии наводится деформация изгибом. Затем рабочий элемент 8 в виде деформированной (изогнутой) пластины устанавливают в паз 9 прижима 1 и в паз 10 верхней стойки 5, а жаростойкий электрический кабель 11 – в паз нижней стойки 4. Нижнюю 4 и верхнюю 5 стойки соединяют при помощи болта 12 и шайбы 13. При нагреве до температуры реализации эффекта памяти формы, термочувствительный элемент 8 выпрямляется, преодолевая сопротивление пружин 7, и в качестве силового привода воздействует на прижим 1 с ножом 2.

Нож своей направленной вниз острой режущей кромкой перерезает жаростойкий электрический кабель 11 и упирается в основание 3. Для увеличения хода или усилий при перерезании ножом 2 кабеля 11 по бокам верхней стойки 5 делают отверстия 14 (рис. 1в), а на боковых сторонах нижней стойки 4 имеются отверстия с резьбой для соединения с верхней стойкой 5 болтовым соединением 12, 13. Это позволяет изменять рабочее пространство и использовать термочувствительные исполнительные элементы 8 различных размеров.

Исследование свойств формовосстановления термочувствительных рабочих элементов, изготовленных из сплава с высокотемпературной памятью формы. Термочувствительные рабочие элементы (ТРЭ) изготавливали из сплава $\text{Ni}_{49.5}\text{Ti}_{48.0}\text{Hf}_{2.5}$, ат. % (полосы, обозначенные изготовителем, как Э-17, Э-18), подобного ранее исследованному в [14] сплаву. Заготовки различной длины (30–68 мм) сечением 9×1.4 мм отжигали в вакууме при $T = 850^\circ\text{C}$, 1 ч и охлаждали с печью. Далее им на испытательной машине навели деформацию изгибом при температуре $T = 23^\circ\text{C}$ со скоростью движения траверсы $V = 1$ мм/мин с использованием соответствующих матриц и пуансонов. Для определения термомеханических характеристик рабочих элементов оснастку с испытываемым рабочим элементом (без макета УБ) устанавливали в электрическую печь.

Величину наведенной заготовкам рабочих элементов деформации изгибом ϵ_b рассчитывали по формуле

$$\epsilon_b = \frac{\tau}{2R_d} \times 100\%, \quad (1)$$

где τ – толщина заготовки рабочего элемента; R_d – радиус кривизны рабочего элемента после наведения деформации изгибом.

В процессе формовосстановления рабочие элементы разгибались до определенного состояния, проявляя эффект памяти формы (ЭПФ) с определенными развиваемыми реактивными усилиями.

Величину остаточной деформации ϵ_{res} после формовосстановления рабочих элементов рассчитывали по формуле

$$\epsilon_{\text{res}} = \frac{\tau}{2R_{sr}} \times 100\%, \quad (2)$$

где R_{sr} – радиус кривизны рабочего элемента после формовосстановления.

Величину ЭПФ рабочего элемента $\epsilon_{\text{SME WE}}$ рассчитывали по формуле

$$\epsilon_{\text{SME WE}} = \epsilon_b - \epsilon_{\text{res}}. \quad (3)$$

Степень восстановления формы рабочего элемента при проявлении ЭПФ $\eta_{\text{SME WE}}$ определяли по формуле

$$\eta_{\text{SME WE}} = \frac{\epsilon_{\text{SME WE}}}{\epsilon_b} \times 100\%. \quad (4)$$

По результатам экспериментов строили диаграммы формовосстановления при нагреве (проявлении ЭПФ) рабочих элементов из СВПФ в координатах “ $\Delta H - T$ ”, по которым методом касательных определяли температуры начала A_{SME} и окончания A_{SME} основного формовосстановления ТРЭ. Здесь ΔH – величина изменения высоты рабочего элемента при формовосстановлении; T – температура нагрева.

Корреляционные зависимости величины эффекта памяти формы $\epsilon_{\text{SME WE}}$, степени восстановления формы $\eta_{\text{SME WE}}$ и температур основного формовосстановления A_{SME} и A_{SME} при проявлении ЭПФ (при нагреве до $T = 200^\circ\text{C}$) от радиуса кривизны R_d рабочих элементов (заготовки РЭ различной длины 30–68 мм сечением 9×1.4 мм), изготовленных из СВПФ $\text{Ni}_{49.5}\text{Ti}_{48.0}\text{Hf}_{2.5}$, ат. % (полосы Э-17, Э-18) и отожженных в вакууме (85°C , 1 ч, охлаждение с печью), и после наведения им деформации изгибом (при $T = 23^\circ\text{C}$, $V = 1$ мм/мин) (без макета УБ) приведены на рис. 2.

По результатам проведенных экспериментов при нагреве до $T = 200^\circ\text{C}$ для всех рабочих элементов (без макета УБ), изготовленных из СВПФ $\text{Ni}_{49.5}\text{Ti}_{48.0}\text{Hf}_{2.5}$, ат. % (полосы Э-17, Э-18) и отожженных в вакууме (850°C , 1 ч, охлаждение с печью), установлено проявление ЭПФ; в заневоленном состоянии при нагреве в рабочих элементах развивались реактивные усилия; при увеличении начальной длины L заготовки РЭ от

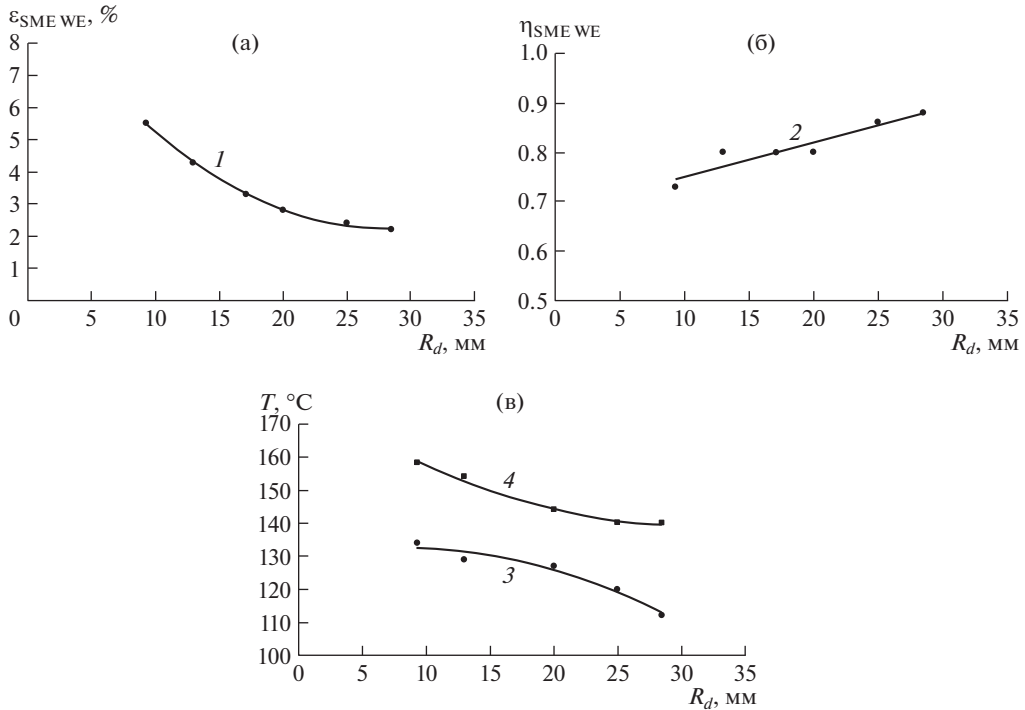


Рис. 2. Зависимости величины эффекта памяти формы $\epsilon_{SME WE}$ (а), степени восстановления формы $\eta_{SME WE}$ (б) и температур основного формовосстановления A_{sSME} и A_{fSME} (в) при проявлении ЭПФ (при нагреве до $T = 200^\circ\text{C}$) от радиуса кривизны R_d рабочих элементов: 1 – $\epsilon_{SME WE} = 0.01R_d^2 - 0.53R_d + 9.6$, $R^2 = 0.999$; 2 – $\eta_{SME WE} = 0.007R_d + 0.68$, $R^2 = 0.89$; 3 – $A_{sSME} = -0.05R_d^2 + 0.8R_d + 129.4$, $R^2 = 0.96$; 4 – $A_{fSME} = 0.04R_d^2 - 2.5R_d + 178.7$, $R^2 = 0.99$.

30 до 68 мм и радиуса кривизны R_d РЭ от 9.3 до 28.5 мм после наведения деформации изгибом, соответственно, наблюдалось: 1) уменьшение величины наведенной деформации изгибом ϵ_b от 7.5% до 2.5%; 2) для шести РЭ из заготовок сечением 9×1.4 мм: уменьшение величины эффекта памяти формы $\epsilon_{SME WE}$ от 5.5% до 2.2%; увеличение степени восстановления формы при проявлении ЭПФ $\eta_{SME WE}$ от 0.73 до 0.88; увеличение максимального формовосстановления (изменения высот) ΔH_{max} (за исключением РЭ № 3) от 4.51 до 10.24 мм; уменьшение температур A_{sSME} от 134°C до 112°C и A_{fSME} от 158°C до 140°C (за исключением РЭ № 3); колебание температурного интервала $|A_{sSME} - A_{fSME}|$ в пределах от 17°C до 28°C (за исключением РЭ № 3); 3) для шести РЭ из заготовок сечением 18×1.4 мм: уменьшение максимальных развиваемых реактивных усилий F_{max} от 290 до 149 Н; тенденция уменьшения температур A'_{sSME} от 144°C до 135°C и A'_{fSME} от 183°C до 162°C ; колебание температурного интервала $|A'_{sSME} - A'_{fSME}|$ в пределах $24\text{--}39^\circ\text{C}$.

Выявлено, чем меньше радиус кривизны РЭ R_d после наведения деформации изгибом, тем больше значение наведенной деформации изгибом ϵ_b и, соответственно,

Таблица 1. Максимальные усилия, необходимые для перерезания различных макетов жаростойких кабелей

Наименование макета кабеля	а	г	д	е	ж
d_{out} , мм	2.3	4.2	4.4	5.0	5.2
F_{max} , Н	344	448	744	829	608

больше значение реактивных усилий F_{max} , развиваемых рабочими элементами в заанодированном состоянии при проявлении ЭПФ, но при этом меньше перемещения ΔH_{max} , производимые рабочими элементами, и больше величина эффекта памяти формы $\epsilon_{\text{SME WE}}$.

Отметим, что при наведении рабочему элементу деформации изгибом с меньшим радиусом кривизны R_d и, соответственно, при меньшей длине L заготовки РЭ может происходить растрескивание заготовки в процессе наведения ей деформации. Поэтому для наведения деформации изгибом выбирали длину L заготовки РЭ по максимальному значению радиуса кривизны R_d , а также по максимальному значению формовосстановления (изменения высот) ΔH_{max} , которое должно быть больше наружного диаметра d_{out} перерезаемого электрического кабеля. Если, несмотря на более чем достаточную величину формовосстановления ΔH_{max} , не хватает усилия для перерезания кабеля, то необходимо уменьшить радиус кривизны R_d и, соответственно, длину L заготовки РЭ, увеличив еще при этом значение $\epsilon_{\text{SME WE}}$.

На основании проведенных экспериментов оптимальным радиусом пуансона для наведения деформации изгибом заготовкам рабочих элементов, изготовленным из СВПФ системы Ni–Ti–Hf, целесообразно выбрать $R' = 15$ мм.

Определение усилий, необходимых для перерезания макетов жаростойких электрических кабелей. Для исследования работоспособности макета УБ электрической системы определены усилия, необходимые для перерезания макетов жаростойких электрических кабелей. Для этого использовали 5 макетов кабелей. Получали на испытательной машине диаграммы усилий, развиваемых при перерезании макетов кабелей различного наружного диаметра d_{out} . По этим диаграммам были определены максимальные усилия F_{max} , при которых происходило перерезание различных макетов жаростойких электрических кабелей (падение усилий после достижения максимума) и которые необходимо учитывать в дальнейших экспериментах по исследованию работоспособности макета УБ электрической системы. Значения полученных результатов представлены в табл. 1.

Из табл. 1 видно, что чем меньше наружный диаметр d_{out} перерезаемого жаростойкого электрического кабеля, тем меньше усилия F_{max} для этого требуется; при этом макеты кабелей различны (оплетка, изоляция, количество и сечение медных проводов). Только для макета кабеля с $d_{\text{out}} = 5.0$ мм усилие перерезания более чем на 200 Н больше, чем для макета кабеля с $d_{\text{out}} = 5.2$ мм, видимо, из-за большего сечения медных проводов внутри кабеля.

Исследование работоспособности макета устройства безопасности электрической системы с рабочими элементами, изготовленными из сплава $\text{Ni}_{50.0}\text{Ti}_{47.5}\text{Hf}_{2.5}$, ат.%. Для опробования работоспособности макета УБ электрической системы перерезающего типа использовали рабочие элементы, изготовленные из полос Э-7-8, Э-7-11, Э-32 СВПФ $\text{Ni}_{50.0}\text{Ti}_{47.5}\text{Hf}_{2.5}$. Данные рабочие элементы использовали ранее в экспериментах по определению их термомеханических характеристик, причем рабочий элемент из полосы Э-7-8 – в экспериментах по определению характеристик его формовосстановления. Для повторного использования рабочие элементы вновь отжигали в вакуу-

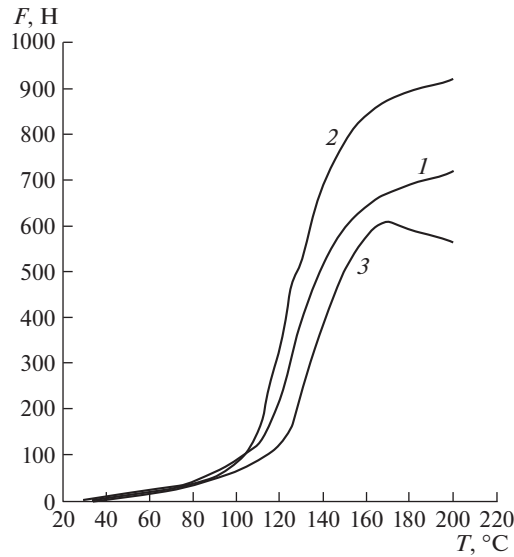


Рис. 3. Диаграммы основных усилий F , развиваемых рабочими элементами из ВСПФ $\text{Ni}_{50,0}\text{Ti}_{47,5}\text{Hf}_{2,5}$, ат. % (полосы Э-7-8, Э-7-11, Э-32) после второго цикла отжига в вакууме (850°C , 1 ч) и наведения деформации изгибом (при $T = 23^\circ\text{C}$, $V = 1$ мм/мин), в процессе перерезания ножом макетов кабелей с различным d_{out} , при нагреве от $T = 30^\circ\text{C}$ до $T = 200^\circ\text{C}$ в течение 5 мин: 1 – РЭ из полосы Э-7-8, макет кабеля с $d_{\text{out}} = 3.4$ мм; 2 – РЭ из полосы Э-7-11, макет кабеля с $d_{\text{out}} = 3.5$ мм; 3 – РЭ из полосы Э-32, макет кабеля с $d_{\text{out}} = 5.0$ мм.

ме при $T = 850^\circ\text{C}$, 1 ч, охлаждение с печью, им вновь навели деформацию изгибом при температуре $T = 23^\circ\text{C}$ со скоростью движения траверсы $V = 1$ мм/мин с использованием соответствующих матриц и пуансонов. Для исследования работоспособности макета УБ электрической системы с рабочими элементами, изготовленными из полос Э-7-8, Э-7-11, Э-32 СВПФ $\text{Ni}_{50,0}\text{Ti}_{47,5}\text{Hf}_{2,5}$, ат. %, использовали три макета жаростойких электрических кабелей с наружным диаметром d_{out} , равным 3.4 мм, 3.5 мм, 5.0 мм. На рис. 3 приведены диаграммы усилий F , развиваемых рабочими элементами после второго цикла отжига в вакууме (850°C , 1 ч) и наведения деформации изгибом (при $T = 23^\circ\text{C}$, $V = 1$ мм/мин), в процессе перерезания ножом макетов кабелей с различным d_{out} , при нагреве от $T = 30^\circ\text{C}$ до $T = 200^\circ\text{C}$ в течение пяти минут.

По диаграммам (рис. 3) методом касательных определены температуры начала A'_{sSME} и окончания A'_{fSME} развития основных усилий F рабочих элементов при перерезании ножом макетов кабелей, затем рассчитаны температурные интервалы $|A'_{\text{sSME}} - A'_{\text{fSME}}|$.

В табл. 2 представлены характеристики процесса перерезания ножом макетов кабелей в макете УБ с рабочими элементами, изготовленными из $\text{Ni}_{50,0}\text{Ti}_{47,5}\text{Hf}_{2,5}$, ат. % (полосы Э-7-8, Э-7-11, Э-32), после повторных циклов отжига в вакууме (850°C , 1 ч, охлаждение с печью) и наведения деформации изгибом при температуре $T = 23^\circ\text{C}$ и скорости движения траверсы $V = 1$ мм/мин, при нагреве до температуры $T = 200^\circ\text{C}$ в течение пяти минут.

В результате проведенных исследований установлено, что при нагреве от температуры $T = 30^\circ\text{C}$ до $T = 200^\circ\text{C}$ в течение пяти минут со средним темпом нагрева $V_{\text{mean}} = 34.0^\circ\text{C}/\text{мин}$ у всех трех рабочих элементов, изготовленных из СВПФ

Таблица 2. Характеристики процесса перерезания ножом макетов жаростойких электрических кабелей с различным наружным диаметром d_{out} в макете УБ с рабочими элементами, изготовленными из СВФФ $Ni_{50.0}Ti_{47.5}Hf_{2.5}$, ат. % (полосы Э-7-8, Э-7-11, Э-32), после второго цикла отжига в вакууме ($850^{\circ}C$, 1 ч, охлаждение с печью) и наведения деформации изгибом (при $T = 23^{\circ}C$, $V = 1$ мм/мин), при нагреве от $T = 30^{\circ}C$ до $T = 200^{\circ}C$ в течение 5 мин

Характеристики процесса перерезания			
Полоса (РЭ)	Э-7-8	Э-7-11	Э-32
τ , мм	1.65	2.00	2.30
ϵ_b , %	3.8	4.5	5.2
d_{out} , мм	3.4	3.5	5.0
A'_{sSME} , $^{\circ}C$	106	103	114
A'_{fSME} , $^{\circ}C$	145	144	153
$ A'_{sSME} - A'_{fSME} $, $^{\circ}C$	39	41	39
F_{max} , Н	719	920	610
Результат	Макет кабеля перерезан	Макет кабеля перерезан	Макет кабеля перерезан

$Ni_{50.0}Ti_{47.5}Hf_{2.5}$, ат. % (полосы Э-7-8, Э-7-11, Э-32), после второго цикла отжига в вакууме и наведения деформации изгибом, за счет проявления эффекта памяти формы развивались перемещения и максимальные реактивные усилия в пределах 610–920 Н, достаточные для того, чтобы нож, на который рабочий элемент воздействует в качестве силового привода, перерезал различные макеты жаростойких электрических кабелей с наружными диаметрами $d_{out} = 3.4$ –5.0 мм и сечением медных проводов 0.2–1.5 мм². При этом макеты кабелей были успешно перерезаны (при зафиксированном усилии F_{max}), что определяли после охлаждения и разборки макета УБ электрической системы.

Выводы. Описана конструкция устройства безопасности перерезающего типа, созданная на основе использования сплавов с высокотемпературной памятью формы.

Исследованы свойства формовосстановления термочувствительных рабочих элементов, изготовленных из сплава с высокотемпературной памятью формы. При нагреве до $T = 200^{\circ}C$ для всех рабочих элементов, изготовленных из СВФФ $Ni_{50.0}Ti_{47.5}Hf_{2.5}$, ат. % (полосы Э-17, Э-18) и отоженных в вакууме ($850^{\circ}C$, 1 ч, охлаждение с печью), установлено проявление ЭПФ; в заневоленном состоянии при нагреве в рабочих элементах развивались реактивные усилия; при увеличении начальной длины L заготовки РЭ от 30 до 68 мм и радиуса кривизны R_d РЭ от 9.3 до 28.5 мм после наведения деформации изгибом, соответственно, наблюдалось: 1) увеличение максимального формовосстановления (изменения высот) ΔH_{max} от 4.51 до 10.24 мм; 2) уменьшение максимальных развиваемых реактивных усилий F_{max} от 290 до 149 Н.

Выявлено, что чем меньше радиус кривизны РЭ R_d после наведения деформации изгибом, тем больше значение наведенной деформации изгибом ϵ_b и, соответственно, больше значение реактивных усилий F_{max} , развиваемых рабочими элементами в заневоленном состоянии при проявлении ЭПФ, но при этом меньше перемещения ΔH_{max} , производимые рабочими элементами, и больше величина эффекта памяти формы ϵ_{SME} WE.

Установлено, что при нагреве повторно использованных рабочих элементов макета, изготовленных из ВСПФ $Ni_{50.0}Ti_{47.5}Hf_{2.5}$, ат. % (полосы Э-7-8, Э-7-11, Э-32) до

$T = 200^{\circ}\text{C}$, за счет проявления ЭПФ в них развивались перемещения и реактивные усилия, достаточные для перерезания ножом макетов жаростойких электрических кабелей с наружными диаметрами $d_{\text{out}} = 3.4\text{--}5.0$ мм и сечением медных проводов $0.2\text{--}1.5$ мм². Результаты проведенных экспериментов позволяют сделать вывод о возможности использования макета УБ с рабочим элементом, изготовленным из СВПФ $\text{Ni}_{50.0}\text{Ti}_{47.5}\text{Hf}_{2.5}$, ат. % (даже после второго цикла отжига в вакууме и наведения деформации изгибом), в электрических системах для перерезания ножом жаростойких электрических кабелей с наружным диаметром $d_{\text{out}} = 3.4\text{--}5.0$ мм и сечением медных проводов $0.2\text{--}1.5$ мм² при аварийной ситуации, т.е. при превышении температуры окружающей среды от 100°C и максимальном нагреве до 200°C .

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Lin Pi.-Chu*. US Patent 6408951 B1, 2002.
2. *Toho Koki K.K.* JP Patent 3414997 B2, 2003.
3. *Kikai Kogyo K.K.* JP Patent 3529514 B2, 2004.
4. *Nordlin William F.* US Patent 6735870 B2, 2004.
5. *Nordlin William F.* US Patent 6766581 B2, 2004.
6. *Urban B.R., White I.D.M., Dickens J.E., Forsberg K., Sawyer C.* US Patent 6813981 B2, 2004.
7. *Clifton M.B., Pawlenko I., Samson L.* US Patent 6779273 B1, 2004.
8. *Wilhelm E., Holland-Moritz G., Bernd T.* US Patent 6892460 B2, 2005.
9. *Yasuhiko T., Tetsuro J.* JP Patent 3825239 B2, 2006.
10. *Berg S.* WO Patent 2005023475 A1, 2005.
11. Газизов Б.Г., Горбенко Д.В., Афанасьев В.А. РФ Патент 2287411, 2006 г.
12. Попов Н.Н., Пресняков Д.В., Ларькин В.Ф. Устройство безопасности на основе сплавов с памятью формы // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2020. № 3. С. 65.
13. Попов Н.Н., Пресняков Д.В. РФ Патент 2784182, 2022.
14. Попов Н.Н., Пресняков Д.В., Гришин Е.Н., Сысоева Т.И., Морозова Т.А., Глухарева С.В., Костылева А.А. Механические и термомеханические характеристики сплава $\text{Ni}_{50}\text{Ti}_{47.5}\text{Hf}_{2.5}$ с высокотемпературным эффектом памяти формы // Материаловедение. 2023. № 4. С. 17.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА.
ДИАГНОСТИКА ИСПЫТАНИЯ**

УДК 621.822

**МЕТОДИКА ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ
ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ ИЗ SiSiC**© 2023 г. М. Н. Ерофеев^а, И. С. Сплавский^{а,*}^аИнститут машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

*e-mail: spl-igor@yandex.ru

Поступила в редакцию 14.05.2023 г.

После доработки 07.08.2023 г.

Принята к публикации 20.08.2023 г.

Статья посвящена модельным трибологическим испытаниям и анализу полученных результатов исследования новых материалов и покрытий, таких как SiSiC, с целью ранжирования их и рекомендации по применению в упорных гидродинамических узлах трения, работающих при высоких скоростях и нагрузках.

Ключевые слова: упорный подшипник, коэффициент трения, износ, покрытия

DOI: 10.31857/S0235711923060068, **EDN:** EFGWCF

При эксплуатации в экстремальных условиях работоспособность новой техники обеспечивается конструктивными особенностями поверхностей трения и применением новых перспективных материалов. Условия работы, которые можно отнести к экстремальным, возникают в крупногабаритных узлах трения, работающих при высоких скоростях скольжения и нагрузках.

Отличительная особенность условий эксплуатации циркуляционных насосов — это их непрерывная и надежная работа в течение длительного времени, исчисляемого десятками тысяч часов, без ремонта и непосредственного обслуживания. Одними из наиболее ответственных и, в большинстве случаев, определяющими работоспособность насосов, являются радиальные и осевые подшипники скольжения и торцовые уплотнения, для которых в качестве смазывающей и охлаждающей жидкости используется перекачиваемая среда, в основном дистиллированная вода, а также нефтяные масла и др.

Материалы подшипников скольжения могут быть металлические и неметаллические. Металлические делятся на пластичные (<HB 50), мягкие (HB 50–100) и твердые (>HB 100) подшипниковые сплавы. К пластичным принадлежат баббиты, свинцовые бронзы, алюминиевые сплавы, серебро; к мягким — бронзы оловянные, оловянно-свинцовые, оловянно-свинцово-цинковые; к твердым — бронзы алюминий-железные и чугуны.

Неметаллические материалы для подшипников скольжения. В качестве материалов для подшипников используют пластики, твердые породы натурального дерева, усиленную древесину, резину, графит. Все перечисленные материалы применяют в сочетании с валами повышенной твердости (>HRC 50). При этом условия неметаллические подшипники обнаруживают высокую износостойкость.

Отличительная особенность неметаллических подшипниковых материалов — низкая теплопроводность. Почти все они лучше работают на воде, чем на масле.

Применение водяной смазки оправдано в тех случаях, когда машина работает с водой (водяные насосы) или в воде (установки гребных винтов, подводный механизированный инструмент и т.д.). В отдельных случаях применяют водяную смазку и на ма-

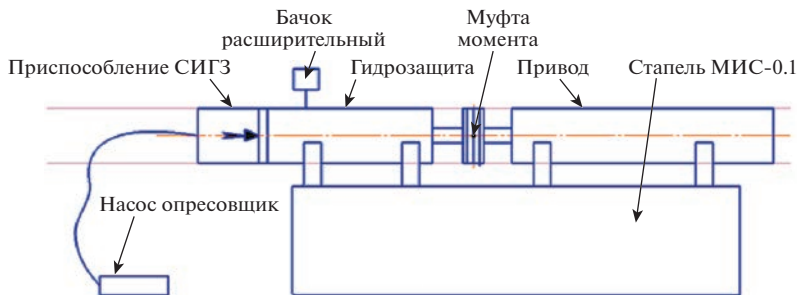


Рис. 1. Принципиальная схема испытаний.

шинах общего назначения. При водяной смазке валы выполняют из закаливающих коррозионностойких сталей (типа 30Х13, 40Х13). Металлические корпуса подшипников необходимо защищать от коррозии.

Для высоконагруженных быстроходных подшипников, рассчитанных на работу в области жидкостной смазки, применяют почти исключительно пластичные сплавы в виде тонких слоев, наносимые на стальные (реже бронзовые) втулки и вкладыши [1].

Мягкие и твердые сплавы применяют для изготовления подшипников граничной и полужидкостной смазки, работающих при умеренных скоростях.

Из литературных источников [2–4] известно, что подшипники скольжения из карбида кремния характеризуются очень высокой термической стойкостью при крайне низком тепловом расширении, а также высочайшей твердостью. Поэтому трение и износ очень низки, практически отсутствуют при возникновении гидродинамического смазывания. Именно поэтому эти материалы также подходят для работы в сложных условиях. Однако, нет информации по работе таких подшипников при больших скоростях.

SiSiC-керамику также называют керамикой из спеченного карбида кремния с реакционной связью, это керамический материал высокого класса с отличной стойкостью к истиранию и высокой температурной стойкостью, а также обладает преимуществом коррозионной стойкости к воздействию различных химических веществ. SiSiC-керамику можно использовать как износостойкий материал в горнодобывающей промышленности, электростанции, сталелитейного завода и т.д. Также такой материал можно использовать в качестве огнеупорного материала в керамической промышленности, металлургической промышленности и т.д. Благодаря отличной технологии и режущей кромке оборудования, Duratec SiSiC-керамики пользуются отличной репутацией на рынке.

Преимущества SiSiC-керамики следующие: 1) отличная износостойкость, ударопрочность и коррозионная стойкость; 2) отличная плоскостность и отличная термостойкость до 1350°; 3) простота установки; 4) дольше срок службы (примерно в 5 раз больше, чем у глинозема керамики и в 6 раз больше, чем у полиуретана).

Были проведены трибологические испытания на экспериментальном стенде МИС-01 (рис. 1), предназначенном для испытаний осевых опор гидрозащиты высокооборотных лопастных насосов [5]. Испытания включали в себя оценку времени выхода на гидродинамический режим и коэффициент трения.

Режимы испытаний, следующие: 1) скорость вращения 1000, 3000, 6000 и 10000 об/мин; нагрузка 200, 500, 1000, 1500, 2000 Н; 2) время испытаний 10 мин на каждой ступени нагружения; 3) среда – масло турбинное Тп22 (желательная система смазки трибопары – циркуляционная с охлаждением масла).

Основываясь на конструкторской документации, содержащей размеры и условия работы упорных подшипников главных циркуляционных насосов ВВЭР 1000 была разработана методика исследовательских испытаний модельного образца упорных

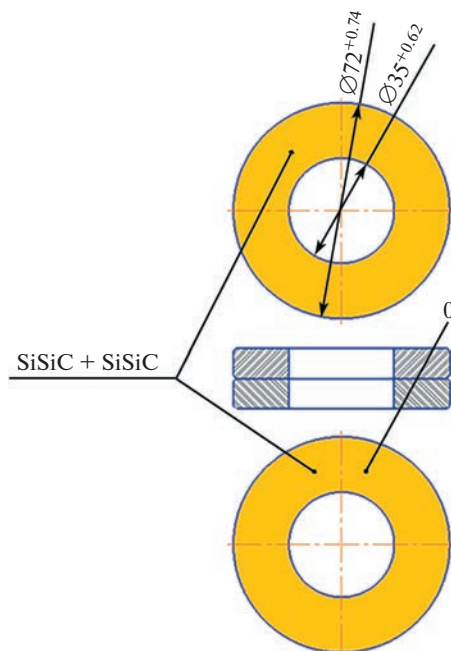


Рис. 2. Экспериментальный образец – пята и подпятник из карбида кремния SiSiC.

подшипников. В основе методики лежит применение условий нагружения экспериментальных образцов режимами, рассчитываемыми из условия равенства грузоподъемности модельного трибосопряжения грузоподъемности упорного подшипника ГЦН ВВЭР 1000, определяемому по произведению pV .

Основываясь на литературных данных [6–8], в которых указывается на уровень нагруженности трибосопряжений упорных подшипников главных циркуляционных на-

Таблица 1. Технические характеристики SiSiC

Элемент	Значение
Температура применения, °С	1380
Плотность, г/см ³	>3.02
Открытая пористость, %	<0.1
Прочность на изгиб, МПа	250 (20) 280 (1200)
Модуль упругости, ГПа	330 (20) 300 (1200)
Теплопроводность	45 (1200)
Коэффициент температурного расширения, К ⁻¹ × 10 ⁻⁶	4.5
Жесткость, мг-эquiv/л	13
Кислотостойкий щелочной	отличный

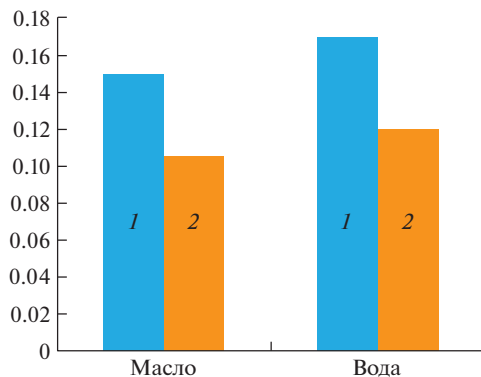


Рис. 3. Диаграмма статического трения экспериментального образца, пята SiSiC + подпятник SiSiC: 1 – трение покоя; 2 – трение движения.

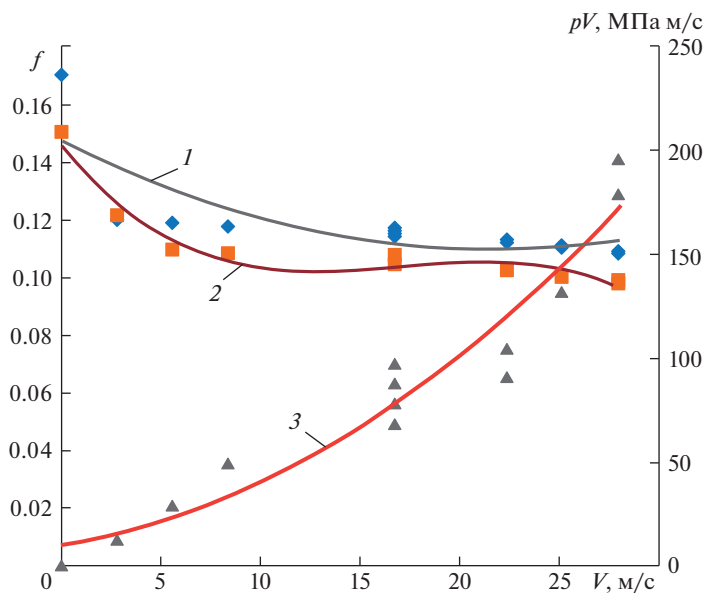


Рис. 4. Трибограмма пары SiSiC по SiSiC в разных средах: 1 – вода; 2 – масло; 3 – pV .

сосов, разработана методика экспериментальной оценки работоспособности по критерию грузоподъемности экспериментальных образцов.

Основные этапы экспериментов: 1) определение трения трибосопряжений, возникающего при страгивании и движении с небольшой скоростью. В этом случае определяется предельное значение момента на валу привода упорного подшипника; 2) эксперименты производятся при сухой фрикционной камере и при заполненной фрикционной камере рабочей жидкостью (вода техническая и масло); 3) эксперименты проводятся в динамическом режиме для выявления всего диапазона работоспособности трибосопряжения, в результате которых определяется предельное значение его грузоподъемности pV .

Экспериментальные трибологические исследования экспериментальных образцов новых материалов и покрытий на стенде. На рис. 2 представлена пара образец–пята и подпятник из карбида кремния SiC+SiC.

Таблица 2. Протокол испытаний трибосопряжения SiC+SiC в рабочей среде — техническая вода

Скорость, об/мин	0	1000	2000	3000	6000	6000	6000	6000	8000	8000	9000	9000	10000	10000
Давление на плунжер, атм	70	80	90	100	70	80	90	100	70	80	90	100	110	120
Осевое, кГ	1266	1446.9	1627.8	1808.6	1266	1446.9	1627.8	1808.6	1266	1446.9	1627.8	1808.6	1989.5	2170.4
Момент, Нм	57.57	46.45	51.82	57.09	39.62	44.9	50.07	55.15	38.27	43.35	48.33	53.22	58.01	62.7
D , мм	72	72	72	72	72	72	72	72	72	72	72	72	72	72
d , мм	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35
$R_{\text{ср}}$, мм	26.75	26.75	26.75	26.75	26.75	26.75	26.75	26.75	26.75	26.75	26.75	26.75	26.75	26.75
Площадь сектора S_1 , мм ²	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109
Площадь контакта S , мм ²	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109
p , кГ/см ²	40.7	46.5	52.4	58.2	40.7	46.5	52.4	58.2	40.7	46.5	52.4	58.2	64	69.8
p , МПа	4.1	4.7	5.2	5.8	4.1	4.7	5.2	5.8	4.1	4.7	5.2	5.8	6.4	7.0
V , м/с	0	2.8	5.6	8.4	16.8	16.8	16.8	16.8	22.4	22.4	25.2	25.2	28.0	28.0
pV , (кГ/см ²) · м/с	0	130.3	293.2	488.6	684.1	781.8	879.5	977.3	912.1	1042.4	1319.3	1465.9	1791.7	1954.5
pV , МПа · м/с	0	13	29	49	68	78	88	98	91	104	132	147	179	195
Коэф. трения f	0.17	0.12	0.119	0.118	0.117	0.116	0.115	0.114	0.113	0.112	0.111	0.11	0.109	0.108
N_{fl} , f'МПа · м/с	0	1.56	3.49	5.77	8	9.07	10.11	11.14	10.31	11.68	14.64	16.12	19.53	21.11
N_{jo} , W/m ₂	0	4861.3	10846.5	17926.2	24883.9	28195.7	31446.8	34637.01	32044.3	36297.97	45529.4	50132.5	60716.05	65628.02

Таблица 3. Протокол испытаний трибосопряжения SiC+SiC в рабочей среде – масло турбинное Тп22

Скорость, об/мин	0	1000	2000	3000	6000	6000	6000	6000	6000	8000	8000	9000	9000	10000	10000
Давление на плунжер, атм	70	80	90	100	70	80	90	100	70	80	90	100	110	120	10000
Осевое, кГ	1266.0	1446.9	1627.8	1808.6	1266.0	1446.9	1627.8	11808.6	1266.0	1446.9	1627.8	1808.6	1989.5	2170.4	
Момент, Нм	50.8	46.83	47.46	52.25	36.24	41.03	45.72	50.32	34.88	39.48	43.98	48.38	52.69	56.9	
D , мм	72	72	72	72	72	72	72	72	72	72	72	72	72	72	
d , мм	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	
R_{cp} , мм	26.75	26.75	26.75	26.75	26.75	26.75	26.75	26.75	26.75	26.75	26.75	26.75	26.75	26.75	
Площадь сектора S_1 , мм ²	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	
Площадь контакта S , мм ²	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	3109	
p , кГ/см ²	40.7	46.5	52.4	58.2	40.7	46.5	52.4	58.2	40.7	46.5	52.4	58.2	64	69.8	
p , МПа	4.1	4.7	5.2	5.8	4.1	4.7	5.2	5.8	4.1	4.7	5.2	5.8	6.4	7	
V , м/с	0	2.8	5.6	8.4	16.8	16.8	16.8	16.8	22.4	22.4	25.2	25.2	28	28	
pV , кГ/см ² · м/с	0	130.3	293.2	488.6	684.1	781.8	879.5	977.3	912.1	1042.4	1319.3	1465.9	1791.7	1954.5	
pV , МПа · м/с	0	13	29	49	68	78	88	98	91	104	132	147	179	195	
Коэф. трения f	0.15	0.121	0.109	0.108	0.107	0.106	0.105	0.104	0.103	0.102	0.101	0.1	0.099	0.098	
N_{fl}, f МПа · м/с	0	1.58	3.2	5.28	7.32	8.29	9.24	10.16	9.39	10.63	13.33	14.66	17.74	19.15	
$N_{fo}, W/m_2$	0	4901.9	9935.4	16407.01	2 2757.1	25765.1	28712.3	3598.7	29208.5	33057.1	41427.7	45575.02	55145.8	59551.4	

Результаты исследований. На рис. 3 представлена диаграмма статического трения экспериментального образца пята SiSiC+подпятник SiSiC.

В табл. 2 и 3 показаны протоколы испытаний трибосопряжения SiC+SiC в рабочей среде – вода и в рабочей среде – масло турбинное Тп22.

На рис. 4 показана трибограмма зависимости скорости трения скольжения от коэффициента трения и грузоподъемности пары SiSiC по SiSiC в разных средах.

Выводы. Результаты экспериментальных данных показали, что наиболее перспективными материалами для применения их в упорно-опорных подшипниках скольжения ГЦН ВВЭР на больших скоростях являются материалы трибосопряжений SiSiC по SiSiC (образец пята SiSiC + подпятник SiSiC). Применение таких пар трения может быть эффективным средством снижения сил трения при высоких скоростях (скорости оборотов до 10000 об/мин).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чичинадзе А.В., Браун Э.Д., Буше Н.А. и др. Основы трибологии (трение, износ, смазка) / Под ред. Чичинадзе А.В. М.: Машиностроение, 2001. 664 с.
2. Qiu Y., Khonsari M.M. Investigation of tribological behaviors of annular rings with spiral groove // Tribology International. 2011. V. 44. P. 1610.
3. Suh M., Chae Y., Kim S., Hinoki T., Kohyama A. Effect of geometrical parameters in micro-grooved crosshatch pattern under lubricated sliding friction // Advanced Materials Research. 2008. V. 47–50. P. 507.
4. Гаврилко А.И. Повышение надежности энергоснабжения основных технологических потребителей сверхмощных энергоблоков АЭС // Электро. Электротехника, электроэнергетика, электротехническая промышленность. 2009. № 1. С. 26.
5. Черемисинов Е.М., Славский И.С. Методика испытания трибологических свойств осевых опор // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2023. № 3. С. 100. <https://doi.org/10.31857/S0235711923020025>
6. Юшин Е.С. Насосное оборудование системы трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. Ухта: Ухтинский государственный технический университет, 2019.
7. Ветохин В.И. Погружной асинхронный электродвигатель открытого исполнения нового поколения типа “АМВ НГС” для нефтегазовых скважин // Морской вестник. 2011. № 3 (39). С. 51.
8. Коновалов А.С., Копанский А.С., Култышев В., Уткин А.С. Расчет измерительно-испытательного стенда для главного циркуляционного насоса АЭС. Метрологическое обеспечение инновационных технологий // Международный форум: Тезисы. 2019. С. 211.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА.
ДИАГНОСТИКА ИСПЫТАНИЯ**

УДК 621.91.01: 621.914.1

**ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ
НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ИЗДЕЛИЯ****© 2023 г. А. А. Ковалев^{а,*}, Н. В. Рогов^а, С. Е. Тихомиров^б,
А. С. Краско^{а,с}, Ю. Е. Моисеев^а**^аМосковский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия^бАО «Корпорация «Комета», Москва, Россия^сРоссийский технологический университет – МИРЭА, Москва, Россия

*e-mail: kovalevartem@bmstu.ru

Поступила в редакцию 27.02.2023 г.

После доработки 15.08.2023 г.

Принята к публикации 20.08.2023 г.

В настоящей статье рассматривается влияние режимов резания на такую эксплуатационную характеристику, как усталостная прочность, при фрезеровании концевой фрезой. На основании литературного анализа было установлено, что усталостная прочность зависит от качества поверхностного слоя детали, неровности которого являются концентраторами напряжений. По результатам экспериментальных исследований получена математическая модель, описывающая взаимосвязь шероховатости и коэффициента концентрации напряжений от режимов резания.

Ключевые слова: коэффициент концентрации напряжений, шероховатость, режимы резания, чистовое фрезерование, концевая фреза, рычаг P10, скорость резания, подача на зуб

DOI: 10.31857/S023571192306010X, EDN: EEWNJG

Обеспечение эксплуатационно-технических характеристик ответственных деталей машин, работающих в условиях многократных воздействий, является важнейшей задачей на сегодняшний день. По данным статистических исследований более 80% поломок и разрушений происходит из-за усталостных процессов [1]. Поэтому для повышения надежности и долговечности работы изделий необходимо решить проблему усталостной прочности деталей.

На сегодняшний день авиационные изделия являются наиболее сложными и ответственными при производстве. К ним предъявляют высокие требования к показателям качества и надежности для обеспечения безопасности полета. В качестве примера был рассмотрен автомат перекоса.

Автомат перекоса является основным механизмом в системе управления вертолетом и предназначен для изменения общего шага несущего винта и циклического изменения углов лопастей в зависимости от азимутального положения.

Одной из составляющих рассматриваемого изделия является деталь «Рычаг P10». Данный рычаг входит в состав системы поперечного управления вертолетом и предназначен для передачи силы и движения диску, закрепленного на кронштейне. Он обеспечивает изменения положения (наклона) тарелки автомата перекоса.

В процессе работы деталь испытывает действие переменных напряжений, что приводит к образованию и развитию трещин.



Рис. 1. Поверхность детали, подверженная многократным нагрузкам.

Для передачи движения, на плоскую поверхность рычага (рис. 1) воздействует переменная сила от тяги поперечного управления. Таким образом, такая поверхность подвержена многократным нагрузкам и именно к ней необходимо применять методы поверхностной обработки для повышения усталостной прочности.

Определение взаимосвязи усталостной прочности и качества поверхностного слоя детали. Под усталостной прочностью понимают способность материала изделия противостоять разрушению с течением времени под действием многократных знакопеременных нагрузок. Разрушение происходит из-за постепенного накопления повреждений в материале, которые приводят к образованию и развитию трещин.

Одной из характеристик, определяющих усталостную прочность, является предел выносливости σ_{-1} . Эта величина зависит от состояния и свойств поверхностного слоя детали и представляет собой наибольшее напряжение цикла, при котором после определенного числа циклов не наступает усталостное разрушение. За счет поверхностной обработки (обработка резанием, химико-термическая обработка, поверхностное пластическое деформирование) уровень предела усталости материала повышается [3–7].

Из выше сказанного также следует, что на усталостную прочность влияет шероховатость обработанной поверхности. Неровности, образующиеся на поверхности, являются концентраторами напряжений и могут привести к возникновению нарушений сплошности поверхностного слоя металла. Это становится причиной образования усталостных трещин, что в свою очередь приводит к падению предела выносливости детали [2]

$$\sigma_{-1d} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a},$$

где σ_{-1d} — предел выносливости конкретной детали с концентраторами напряжений; σ_{-1} — предел выносливости образца без концентраторов напряжений; σ_a — коэффициент концентрации напряжений.

Таким образом, для повышения усталостной прочности детали необходимо, чтобы коэффициент концентрации напряжений был минимальным.

В общем случае коэффициент рассчитывается по формуле [2]

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{ном}}},$$

где $\sigma_{\max}$ — наибольшие местные напряжения; $\sigma_{\text{ном}}$ — номинальные напряжения.

Для определения коэффициента концентрации напряжений в зависимости от качества поверхностного слоя можно использовать формулу [8]

$$\sigma_a = 1 + \frac{200}{t_m s_m} [2\gamma R_{\max} (R_{\max} - R_p)]^{0.5}, \quad (1)$$

где t_m — относительная опорная длина профиля на уровне средней линии; s_m — средний шаг неровностей профиля шероховатости, мкм; γ — коэффициент, зависящий от шага неровностей к их высоте; $R_{\max}$ — наибольшая высота профиля шероховатости, мкм; R_p — расстояние от высшей точки наибольшего выступа профиля до линии единичных выступов в пределах базовой длины, мкм.

Выявление параметров технологической операции, оказывающие влияние на показатель качества поверхности. Для детали “Рычаг Р10” была проведена разработка маршрутного технологического процесса механической обработки, в результате которой для исследуемой поверхности (рис. 1) был выбран наиболее рациональный метод обработки — концевое фрезерование, проводимое боковой частью режущего инструмента. Механическая обработка заготовки велась на фрезерном станке с ЧПУ мод. VF-2 HAAS с помощью цельнотвердосплавной концевой фрезы 1K354-1600-100-XD 1730 [9].

Одной из характеристик при оценке качества обработанной поверхности после фрезерования является шероховатость. Наибольшее влияние на высоту неровностей оказывает подача на зуб S_z [10].

В работах А. Логинса и С. Нэджи Равая выявлено, что на шероховатость обработанной поверхности при концевом фрезеровании влияет скорость резания [11, 12].

Таким образом, в качестве параметров технологической операции, оказывающие доминирующие влияния на шероховатость поверхности использовали подачу на зуб и скорость резания.

Параметры и план экспериментального исследования. Цель экспериментального исследования — определение зависимости параметра шероховатости (Ra , мкм) от режимов резания (скорости резания и величины подачи).

В качестве заготовки был использован стальной пруток (20ХН3А) квадратного сечения 30×30 мм длиной $L = 150$ мм. Обработка проведена на фрезерном станке с ЧПУ мод. JVM-360LS с использованием твердосплавной концевой фрезы Ø16 мм с четырьмя зубьями. Пруток устанавливался в слесарные тиски с плоскими губками. Перед началом проведения эксперимента были выбраны режимы резания (подача на зуб и скорость резания) и занесены в табл. 1.

Подача S_M , мм/мин, определяется по формуле [13]

$$S_M = S_z z n.$$

Частота вращения, об/мин, определяется по формуле [13]

$$n = \frac{1000V}{\pi D}.$$

При исследовании зависимости параметра шероховатости поверхности Ra от режимов резания каждый из факторов рассматривался на трех уровнях (нижнем, нулевом и верхнем). Следовательно, число проводимых опытов составило [14]

$$U = u^k = 3^2 = 9.$$



Рис. 2. Процесс обработки поверхности боковой частью концевой фрезы.



Рис. 3. Измерение шероховатости профилометром мод. TR200.

Механический процесс обработки заготовки продемонстрирован на рис. 2.

Шероховатость после обработки определялась профилометром мод. TR200 (рис. 3).

В табл. 1 приведены режимы резания и экспериментальные значения шероховатости Ra .

Таблица 1. Значения режимов резания и параметров шероховатости

Материал	t , мм	S_z , мм/зуб	V , м/мин	n , об/мин	S_m , мм/мин	Ra , мкм
Сталь 20ХН3А	0.5	0.01	70	1394	55.8	0.343
			105	2090	83.6	0.322
			140	2787	111.5	0.243
		0.03	70	1394	167.3	0.726
			105	2090	250.8	0.613
			140	2787	334.5	0.512
		0.05	70	1394	278.8	0.934
			105	2090	418.0	0.779
			140	2787	557.4	0.752

Анализ взаимосвязи параметров шероховатости от режимов резания. При исследовании взаимосвязи была получена математическая модель, позволяющая оценить влияние таких режимов резания, как скорость резания и подача на зуб, на величину шероховатости Ra , мкм, при помощи регрессионного анализа [15].

Регрессионный анализ базировался на следующих предположениях: 1) припуск на чистовую поверхность не учитывается; 2) инструмент не меняется; 3) при каждом сочетании значений независимых переменных величина зависимой переменной y подчиняется закону нормального распределения; 4) переменные линейно независимы.

Регрессионный анализ основывается на многофакторном исследовании зависимой переменной y (шероховатость Ra) от независимых переменных x_i (скорости резания и подачи на зуб).

Для проведения многофакторного анализа рассмотрено две зависимости: линейная и нелинейная (степенная).

Формула линейного регрессионного анализа [15]

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + \dots + b_nx_n, \quad (2)$$

где b_i – коэффициенты регрессии.

Формула нелинейного (степенного) регрессионного анализа [16]

$$y = k_0 \cdot x_1^{k_1} \cdot x_2^{k_2} \cdot \dots \cdot x_n^{k_n}. \quad (3)$$

Для определения значений параметров регрессий применялся метод наименьших квадратов (далее МНК). МНК позволяет получить такие оценки параметров, при которых сумма квадратов отклонений фактических значений шероховатости Ra от теоретических минимальна.

Подставив независимые переменные x_i (подача на зуб и скорость резания) и зависимую переменную y (Ra , мкм) в формулы (2), (3) получим

$$Ra = b_0 + b_1S_z + b_2V; \quad (4)$$

$$Ra = k_0S_z^{k_1}V^{k_2}. \quad (5)$$

Для определения линейных коэффициентов регрессии использована табл. 1 и функция *ЛИНЕЙН* программы Microsoft Excel.

По итогам проведенных вычислений были получены следующие коэффициенты:

$$b_0 = 0.439; \quad b_1 = 12.971; \quad b_2 = -0.02.$$

Подставив полученные коэффициенты в формулу (4), получили линейную функцию, описывающую зависимость параметров шероховатости от режимов резания

$$Ra = 0.439 + 12.971S_z - 0.002V.$$

Средняя погрешность полученной функции рассчитывалась по формулам [14]

$$\varepsilon = \frac{Ra - Ra_p}{Ra} 100\%; \quad (6)$$

$$\bar{\varepsilon} = \frac{1}{n}(\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \dots + \varepsilon_n). \quad (7)$$

Полученные значения приведены в табл. 2.

Для определения степенных коэффициентов регрессии использована та же функция *ЛИНЕЙН*. Для этого введены переменные для преобразования степенной функции в линейную [16]

$$K = \ln(k_0); \quad S = \ln(S_z); \quad V = \ln(V); \quad R = \ln(R_a).$$

Таблица 2. Расчетные значения линейной функции

№	S_z , мм/зуб	V , м/мин	n , об/мин	S_M , мм/мин	Ra , мкм	Ra_p , мкм	ε , %	
1	0.01	70	1394	55.75	0.343	0.404	17.64	
2		105	2090	83.6	0.322	0.321	0.34	
3		140	2787	111.5	0.243	0.238	1.92	
4	0.03	70	1394	167.3	0.726	0.663	8.69	
5		105	2090	250.8	0.6125	0.58	5.25	
6		140	2787	334.5	0.512	0.498	2.78	
7	0.05	70	1394	278.8	0.9335	0.922	1.2	
8		105	2090	418	0.779	0.84	7.8	
9		140	2787	557.4	0.752	0.757	0.69	
						$\bar{\varepsilon}$, %	5.14	
						$\varepsilon_{\max}$, %	17.64	

Таблица 3. Расчетные значения степенной функции

№	S_z , мм/зуб	V , м/мин	n , об/мин	S_M , мм/мин	Ra , мкм	Ra_p , мкм	ε , %	
1	0.01	70	1394	55.75	0.343	0.353	2.78	
2		105	2090	83.6	0.322	0.296	8.08	
3		140	2787	111.5	0.243	0.261	7.59	
4	0.03	70	1394	167.3	0.726	0.703	3.17	
5		105	2090	250.8	0.6125	0.590	3.64	
6		140	2787	334.5	0.512	0.521	1.82	
7	0.05	70	1394	278.8	0.9335	0.969	3.79	
8		105	2090	418	0.779	0.813	4.43	
9		140	2787	557.4	0.752	0.719	4.45	
						$\bar{\varepsilon}$, %	4.42	
						$\varepsilon_{\max}$, %	8.08	

Полученная функция выглядит следующим образом:

$$Ra = K + k_1 S + k_2 V.$$

После проведения вычислений получены следующие коэффициенты:

$$k_0 = 39.751; \quad k_1 = 0.628; \quad k_2 = -0.431.$$

Подставив полученные коэффициенты в формулу (5) определена степенная функция, описывающая зависимость параметров шероховатости от режимов резания

$$Ra = 39.751 S_z^{0.628} V^{-0.431}. \quad (8)$$

Далее по формулам (6), (7) определена средняя погрешность полученной функции. Полученные значения приведены в табл. 3.

По полученным значениям сделан вывод, что степенная функция более точно описывает зависимость параметра шероховатости от режимов резания (максимальная погрешность степенной функции – 8.08% меньше линейной функции – 17.64%). Поэтому для дальнейшего анализа взаимосвязи использована степенная функция.

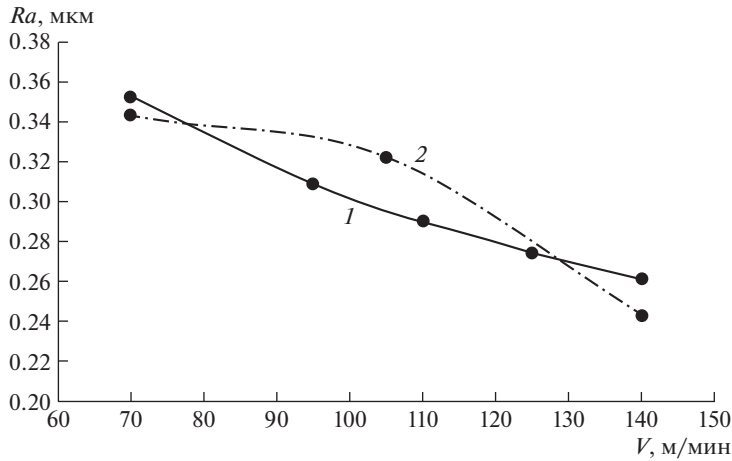


Рис. 4. Зависимость величины шероховатости Ra , мкм от скорости резания V , м/мин при $S_z = 0.01$ мм/зуб: 1 – степенная зависимость; 2 – экспериментальные данные.

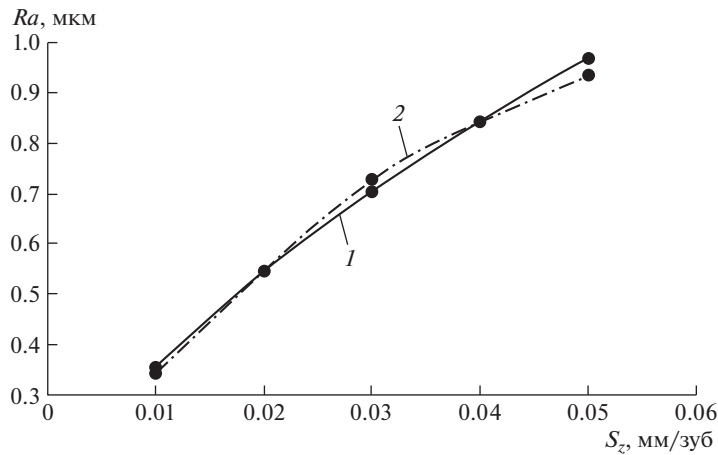


Рис. 5. Зависимость величины шероховатости Ra , мкм от подачи на зуб S_z , мм/зуб при $V = 140$ м/мин: 1 – степенная зависимость; 2 – экспериментальная зависимость.

Графики зависимости шероховатости Ra от скорости резания и подачи на зуб представлены на рис. 4, 5 соответственно.

Анализ взаимосвязи коэффициента концентрации напряжений от режимов резания. В зависимости от параметров шероховатости коэффициент концентрации напряжений определяется по формуле (1)

$$\sigma_a = 1 + \frac{200}{t_m S_m} [2\gamma R_{\max} (R_{\max} - Rp)]^{0.5}.$$

Корреляционная взаимосвязь параметров шероховатости при фрезеровании концевой фрезой боковой частью [17]

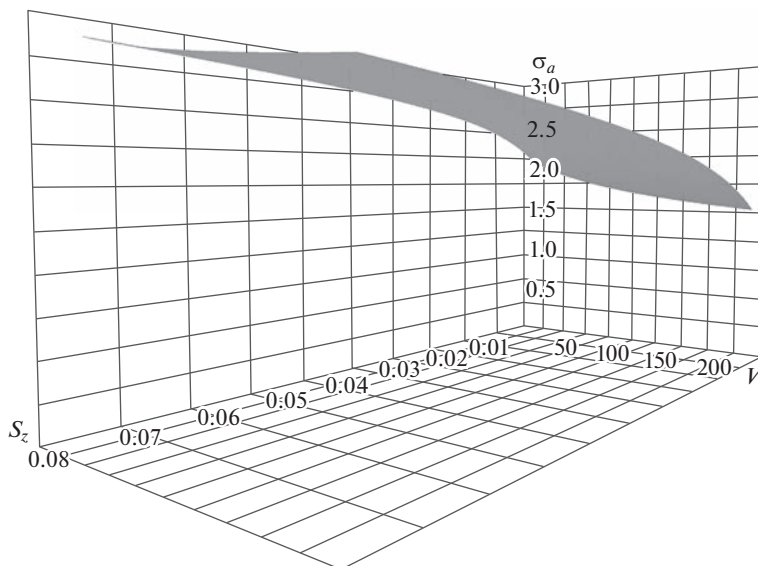


Рис. 6. Зависимость коэффициента концентрации напряжения от скорости резания и подачи на зуб.

$$R_{\max} = -0.1 + 5.65Ra; \quad (9)$$

$$Rp = 3.11Ra; \quad (10)$$

$$S_m = 86 + 603.25Ra. \quad (11)$$

Из полученных зависимостей параметров шероховатости (9), (10), (11) коэффициент концентрации напряжений

$$\sigma_a = 1 + \frac{200}{t_m(86 + 603.25Ra)} [2\gamma(0.01 - 0.819Ra + 14.351Ra^2)]^{0.5}. \quad (12)$$

После упрощения данной зависимости (12) получено

$$\sigma_a = 1 + \frac{1.746\gamma^{0.5}}{t_m} \left[1.036 - \frac{1 + 17.44Ra}{(1 + 7.015Ra)^2} \right]^{0.5}. \quad (13)$$

Подставив степенную функцию (8) в формулу (13) получен коэффициент концентрации напряжений в зависимости от режимов резания

$$\sigma_a = 1 + \frac{1.746\gamma^{0.5}}{t_m} \left[1.036 - \frac{1 + 693.26S_z^{0.628}V^{-0.431}}{(1 + 278.85S_z^{0.628}V^{-0.431})^2} \right]^{0.5}. \quad (14)$$

Зависимость коэффициента концентрации напряжений от скорости резания и подачи на зуб представлена на рис. 6.

Принято, что $\gamma = 0.95$; $t_m = 0.8$.

По полученным графикам зависимости сделан вывод, что при повышении скорости резания коэффициент концентрации напряжений уменьшается, а при повышении подачи на зуб, коэффициент концентрации напряжений увеличивается.

Расчет параметров технологической операции, обеспечивающих минимальный коэффициент концентрации напряжений. При изготовлении детали “Рычаг Р10”, обработка

исследуемой поверхности велась цельнотвердосплавной концевой фрезой 1K354-1600-100-XD 1730.

Для обеспечения минимального коэффициента концентрации напряжений необходимо решить систему уравнений, состоящую из 3 критериев: 1) необходимо обеспечить шероховатость поверхности не менее Ra 0.8 мкм; 2) рекомендуемая подача на зуб (S_z) для обеспечения заданного качества поверхностного слоя не более 0.08 мм/зуб [9]; 3) рекомендуемая скорость резания (V) для обеспечения заданного качества поверхностного слоя не более 240 м/с.

Таким образом, можно составить систему из четырех неравенств

$$f(x) = \begin{cases} \sigma_a \rightarrow \min, \\ 0.01 \leq S_z \leq 0.08, \\ V \leq 240, \\ Ra \leq 0.8. \end{cases}$$

Данная система неравенств решена с помощью функции “Поиск решений” программы Microsoft Excel.

По итогам вычислений было получено

$$S_z = 0.01 \frac{\text{мм}}{\text{зуб}}; \quad V = 240 \frac{\text{м}}{\text{мин}}; \quad \sigma_a = 1.645.$$

При данных режимах резания обеспечивается минимальный коэффициент концентрации напряжений.

Выводы. 1. На основании анализа литературных источников было выявлено, что усталостная прочность зависит от шероховатости обработанной поверхности, неровности которой являются концентраторами напряжений. **2.** Была найдена формула связи коэффициента концентрации напряжений от параметров шероховатости:

$$\sigma_a = 1 + \frac{200}{t_m S_m} [2\gamma R_{\max} (R_{\max} - R_p)]^{0.5}.$$

3. Были определены параметры технологической операции, оказывающие влияние на качество поверхностного слоя детали — подача на зуб S_z и скорость резания V . **4.** По результатам эксперимента была получена взаимосвязь параметра шероховатости от режимов резания — подачи на зуб S_z и скорости резания V : $Ra = 39.751 \cdot S_z^{0.628} \cdot V^{-0.431}$. **5.** Была определена теоретическая зависимость коэффициента концентрации напряжений от режимов резания при фрезеровании концевой фрезой боковой частью и построены зависимости

$$\sigma_a = 1 + \frac{1.746\gamma^{0.5}}{t_m} \left[1.036 - \frac{1 + 693.26 S_z^{0.628} V^{-0.431}}{(1 + 278.85 S_z^{0.628} V^{-0.431})^2} \right]^{0.5}.$$

6. Были определены режимы резания при фрезеровании, обеспечивающие минимальный коэффициент концентрации напряжений

$$S_z = 0.01 \frac{\text{мм}}{\text{зуб}}; \quad V = 240 \frac{\text{м}}{\text{мин}}; \quad \sigma_a = 1.645.$$

Полученная теоретическая зависимость коэффициента концентрации напряжения от режимов резания позволяет определить рациональные режимы резания при фрезеровании концевой фрезой боковой частью для обеспечения необходимой усталостной прочности изделия. Однако, полученная теоретическая зависимость не учитывает влияние таких факторов, как применение смазочно-охлаждающих жидкостей, вибро-

устойчивости технической системы и др., поэтому существует необходимость в дальнейшем исследовании этой проблемы.

Конфликт интересов. Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Фролова О.А. Особенности разрушения конструкционных материалов при различных условиях нагружения: Учебное пособие. Оренбург: ОГУ, 2019. 91 с.
2. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов: Учеб. для вузов. 17-е изд., исп. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. 542 с.
3. Древняк В.В., Кочин Д.Н., Зубов О.Е. Направления повышения долговечности изделий ленточных аппаратов // Научный вестник МГТУ ГА. 2016. Т. 19. № 3. С. 29.
4. Дощечкина И.В., Семенчук В.Р. Роль разных способов поверхностной обработки в повышении усталостной прочности изделий // Вестник ХНАДУ. 2018. № 82. С. 44. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/rol-raznyh-sposobov-poverhnostnoy-obrabotki-v-povyshenii-ustalostnoy-prochnosti-izdeliy>
5. Пономаренко И.В., Дьяченко С.С., Дощечкина И.В., Кондратенко И.И. Влияние различных методов поверхностного упрочнения на усталостную прочность // Вестник ХНАДУ. 2006. № 33. С. 41. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/vliyanie-razlichnyh-metodov-poverhnostnogo-uprochneniya-na-ustalostnuyu-prochnost>
6. Физико-технологические основы методов обработки: Учеб. пособие / Под ред. А.П. Бабичева. Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2003. 430 с.
7. Kovalev A.A., Krasko A.S., Rogov N.V. Evaluation of the Surface Roughness of Machine Parts with Wear-Resistant Gas Thermal Coatings during Turning // J. Mach. Manuf. Reliab. 2022. V. 51. P. 540. <https://doi.org/10.3103/S1052618822050089>
8. Михайлов А.Н. Функционально-ориентированные технологии. Особенности синтеза новых и нетрадиционных свойств изделий // Машиностроение и техносфера XXI века: Сб. тр. XV междунар. науч.-техн. конф., Севастополь, 15–20 сентября 2008 г. В 4 т. Донецк: ДонНТУ, 2008. Т. 2. С. 290.
9. Каталог металлорежущего инструмента Sandvik Coromant. Универсальные цельные концевые фрезы CoroMill Hard. URL: <https://www.sandvik.coromant.com/ru-ru/tools/solid-round-tools/solid-carbide-end-mills/coromill-dura>
10. Соловацкая Л.В. Фрезерование типовых поверхностей деталей: Метод. указания. Самара: Изд-во Самарского университета, 2017. 44 с.
11. Logins A., Torims T. The influence of high-speed milling strategies on 3D surface roughness parameters // Procedia Engineering. 2015. V. 100. P. 1253. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.01.491>
12. Ravai Nagy S., Paşca I., Lobonţiu M., Banica M. Experimental research of effective cutting speed influence on surface roughness in ball end milling of C45 material with hardness 34 HRC // Applied Mechanics and Materials. 2014. V. 657. P. 53. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.657.53>
13. Грубый С.В. Расчет режимов резания для операций механической обработки: Учебное пособие. Москва; Вологда: Инфра-Инженерия, 2021. 200 с.
14. Ремизова И.В. Планирование эксперимента при разработке систем управления: практикум. СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2020. Часть 1. 52 с.
15. Максимова Т.Г., Попова И.Н. Эконометрика: Учебно-методическое пособие. СПб.: Университет ИТМО, 2018 70 с.
16. Базилевский М.П. Построение степенно-показательных регрессионных моделей и их интерпретация // Вестник ВГУ, серия: Системный анализ и информационные технологии. 2020. № 4. С. 19.
17. Гимадеев М.Р. Повышение качества механообработки сложнопрофильных деталей на пятикоординатных обрабатывающих центрах: Дисс. ... канд. техн. наук: 05.02.07. Хабаровск: Тихоокеанский государственный университет, 2018. 147 с.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА.
ДИАГНОСТИКА ИСПЫТАНИЯ**

УДК 620.19

**ФРЕТТИНГ-ИЗНАШИВАНИЕ
МЕТАЛЛ–МЕТАЛПОЛИМЕРНЫХ ПАР ТРЕНИЯ**© 2023 г. А. Ю. Албагачиев^{а,*}, Б. М. Гантимиров^а^аИнститут машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

*e-mail: albagachiev@yandex.ru

Поступила в редакцию 02.07.2023 г.

После доработки 10.08.2023 г.

Принята к публикации 20.08.2023 г.

Приведены результаты испытания на фреттинг-изнашивание металлополимерных материалов в паре трения с конструкционными материалами чугуна 20 и нержавеющей стали 12Х18Н10Т по прямой и обратной схемам испытаний. В качестве металлополимерного материала был выбран двухкомпонентный пастообразный материал, основанный на смеси металлокерамического сплава с высокомолекулярными полимерами и олигомерами – BELZONA 1111.

Ключевые слова: фреттинг, износ, металл, металлополимер**DOI:** 10.31857/S0235711923060020, **EDN:** YYCALL

Несмотря на то, что явление фреттинга находится в поле зрения исследователей более 100 лет, удовлетворительной теории этого процесса до сих пор нет, а прогнозирование сопротивления фреттинг-изнашиванию при проектировании деталей машин, за редким исключением, не делается.

Существуют способы снижения изнашивания при фреттинге. В частности, при проектировании машин для контактирующих пар рекомендуется выбирать разнородные материалы, не склонные к химическому взаимодействию при фреттинге. Однако во многих случаях эти рекомендации не применимы, т.к. выбор материалов обусловлен эксплуатационными или иными требованиями.

Методика проведения экспериментальных исследований. Методика проведения испытаний на фреттинг-изнашивание включает следующий алгоритм: **1)** цилиндрический подвижный образец (контрольобразец), соприкасающийся торцом с неподвижным цилиндрическим образцом из исследуемого материала при заданном давлении, приводится в возвратно-вращательное движение с заданными амплитудой и частотой (рис. 1); **2)** измеряется износ неподвижного образца за заданное количество циклов, по величине которого определяется износостойкость исследуемого материала.

Режимные параметры испытаний: нормальная нагрузка 500 Н (9,8 МПа); амплитуда возвратно-вращательного движения образца 50 мкм; частота возвратно-вращательного движения образца 23 Гц; длительность испытаний 2×10^6 циклов (24 часа).

Образцы изготавливались из стали 12Х18Н10Т, чугуна 20 и металлополимерного материала BELZONA 1111. Предварительно была подготовлена испытываемая поверхность путем шлифования.



Рис. 1. Общий вид модельной установки: 1 – рычаг нагрузки; 2 – грузы.

Поверхности образцов перед испытанием тщательно промывались в бензине (ГОСТ 443-70) и ацетоне (ГОСТ 2603-79), высушивались на воздухе в соответствии с рекомендациями ГОСТ 23.211-80.

Последовательность проведения испытания: **1.** Образец и контрообразец закрепляют в зажимах модели испытательной установки. **2.** Образец и контрообразец прижимают друг к другу рабочими поверхностями с усилием не менее 500 Н, обеспечивая их взаимное прилегание с помощью самоцентрирующейся цанги образца, после чего жестко фиксируют положение цанги образца. **3.** Образцы приводят в соприкосновение и прикладывают сжимающую нагрузку при испытаниях вида $I\ 500 \pm 25$ Н. **4.** Включают привод установки. Во время испытаний поддерживают амплитуду 50 ± 5 мкм, частоту 23 Гц. **5.** После достижения заданного количества циклов испытаний, равного $2 \times 10^6 \pm 50$ циклов, выключают привод установки, снимают нагрузку, освобождают образцы из цанговых зажимов, промывают последовательно в бензине и ацетоне и высушивают на воздухе.

В зависимости от схемы испытания исследовались следующие пары трения: 1) *испытания по прямой схеме*: металлополимер (контрообразец)—12Х18Н10Т (образец); металлополимер (контрообразец)—чугун 20 (образец); 2) *испытания по обратной схеме*: 12Х18Н10Т (контрообразец)—металлополимер (образец); чугун 20 (контрообразец)—металлополимер (образец).

С поверхностей неподвижных образцов снимались профилограммы на профилографе-профилометре фирмы “Mahr” (Германия) (рис. 2), по результатам которых определяли износ. Профилограммы снимались по трассам в соответствии с рис. 3, и далее определялась величина линейной интенсивности изнашивания.

Для участков каждой из 8 профилограмм, соответствующих неизношенной поверхности и рабочей поверхности трения образца, проводят средние линии профиля согласно ГОСТ 2789-73 и определяют расстояние h_i между ними с погрешностью ± 0.5 мкм.



Рис. 2. Профилограф-профилометр фирмы “Mahr”.

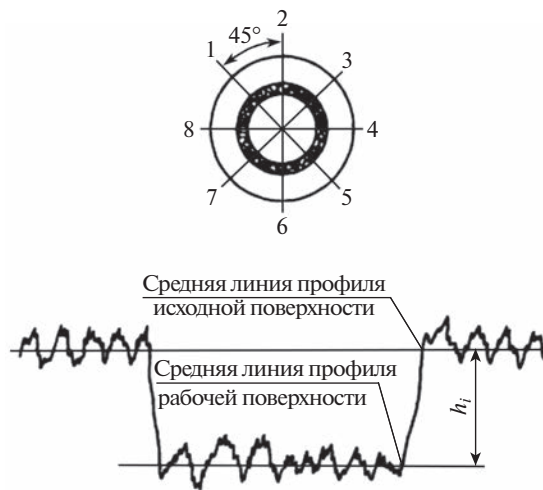


Рис. 3. Схема профилограммы с изношенной поверхностью.

Основные результаты. По полученным профилограммам (представлены примеры на рис. 4–6), для каждого образца рассчитывался средний износ и интенсивность изнашивания. Данные расчетов представлены в табл. 1–5.

В таблице 6 приведены результаты, полученные методом взвешивания на аналитических весах с точностью измерения 0.0001 грамма.

Средний износ i -того образца h_i , мкм, вычисляют по формуле

$$h_i = \frac{\sum_{j=1}^8 h_{ij}}{8}. \quad (1)$$

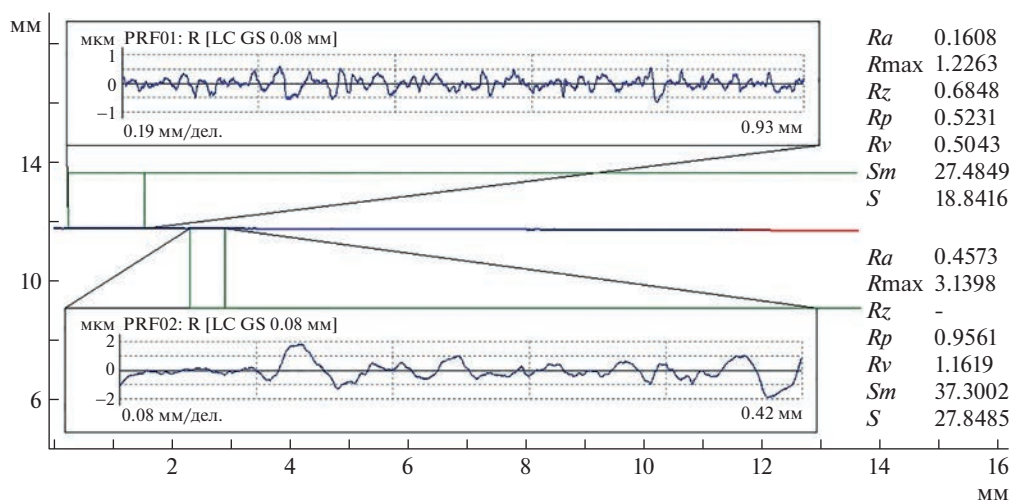


Рис. 4. Профилграмма образца из стали 12X18H10T после 2×10^6 циклов испытаний.

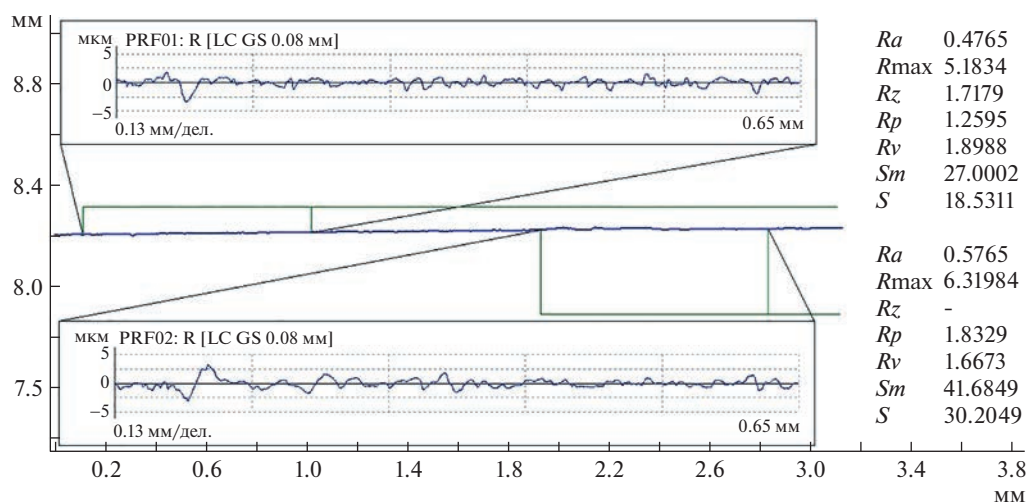


Рис. 5. Профилграмма образца из чугуна после 2×10^6 циклов испытаний.

Интенсивность изнашивания I_h испытываемого материала определяется по формуле

$$I_h = \frac{\sum_{j=1}^k h_j}{2ANk}, \quad (2)$$

где A — амплитуда, мкм; N — количество циклов испытаний; k — количество испытанных образцов материала.

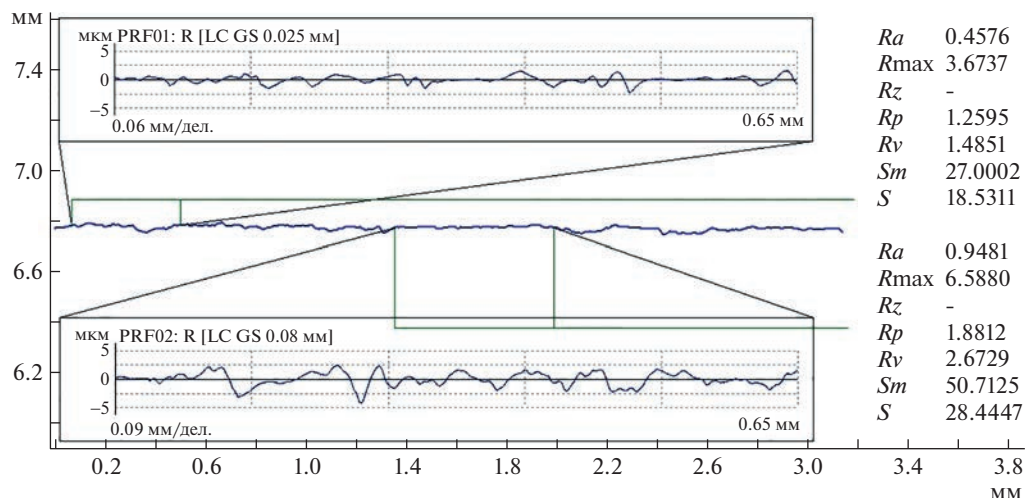


Рис. 6. Профилограмма образца из металлополимера после 2×10^6 циклов испытаний.



Рис. 7. Вид контрообразца из чугуна и образца из металлополимера после 2×10^6 циклов испытаний.

Вычисления проводят с погрешностью не более 1×10^{-8} . Результаты расчетов заносят в протокол.

Пара трения металлополимер (контрообразец) – 12X18Н10Т (образец)

Средний износ j -го образца определяем по формуле (1) для пары трения металлополимер–12X18Н10Т

$$\frac{\sum_{i=1}^8 h_i}{8} = \frac{-0.1483 - 0.0985 - 0.0768 + 0.0044 - 0.1294 - 0.2283 - 0.1196 - 0.0114}{8} = -0.1014 \text{ мкм.}$$

Таблица 1. Износ и шероховатость пары трения металлополимер–12Х18Н10Т

	<i>Ra</i> до	<i>Ra</i> после	h_i
1	0.1608	0.4573	−0.1483
2	0.1857	0.3827	−0.0985
3	0.1128	0.2663	−0.0768
4	0.1388	0.1301	0.0044
5	0.1885	0.4472	−0.1294
6	0.0809	0.5375	−0.2283
7	0.1078	0.3470	−0.1196
8	0.1025	0.1312	−0.0144

Средний износ $h_i = -0.1014$ мкм

Таблица 2. Износ и шероховатость пары трения металлополимер–чугун 20

	<i>Ra</i> до	<i>Ra</i> после	h_i
1	0.4765	0.5767	−0.0501
2	0.3442	0.4145	−0.0352
3	0.3523	0.2945	0.0289
4	0.3758	0.3506	0.0126
5	0.3661	0.3448	0.0107
6	0.4110	0.3756	0.0177
7	0.4136	0.4449	−0.0157
8	0.5683	0.4193	0.0745

Средний износ $h_i = 0.0054$ мкм

В проведенном испытании средний износ имеет отрицательное значение, а это значит, что износа образца не было. Изнашивался только подвижный контро образец, и при этом происходил перенос металлополимера на поверхность стального образца.

Пара трения металлополимер (контро образец)—чугун 20 (образец)

Средний износ j -го образца определяем по формуле (1) для пары трения чугун–металлополимер

$$h_j = \frac{\sum_{i=1}^8 h_i}{8} = \frac{-0.2453 + 0.5211 - 0.3589 + 0.3474 + 0.1502 - 0.1502 - 0.1717 - 0.1648}{8} = 0.0322 \text{ мкм.}$$

Интенсивность изнашивания для пары трения чугун–металлополимер находим по формуле (2)

$$I_h = \frac{\sum_{i=1}^k h_i}{2ANk} = \frac{0.0322}{2 \times 50 \times 2 \times 10^6 \times 1} = 1.61 \times 10^{-10}.$$

Таблица 3. Шероховатость и средний износ пары трения 12Х18Н10Т–металлополимер

	<i>Ra</i> до	<i>Ra</i> после	h_i
1	1.1923	0.3682	0.4121
2	1.3004	0.7390	0.2807
3	1.3110	0.9183	0.1964
4	1.7150	1.0074	0.3538
5	1.4305	0.9898	0.2204
6	1.4430	1.1092	0.1669
7	1.3883	1.0640	0.1622
8	1.3533	1.1931	0.0801

Средний износ $h_i = 0.2341$ мкм

Таблица 4. Шероховатость и средний износ пары трения чугун–металлополимер

	<i>Ra</i> до	<i>Ra</i> после	h_i
1	0.4576	0.9481	−0.2453
2	1.6988	0.6567	0.5211
3	0.5763	1.2941	−0.3589
4	1.8607	1.1659	0.3474
5	1.6656	1.3652	0.1502
6	1.5226	1.8229	−0.1502
7	1.5547	1.8981	−0.1717
8	1.9410	1.6114	0.1648

Средний износ $h_i = 0.0322$ мкм

Средний износ j -го образца определяем по формуле (1) для пары трения металл–полимер–чугун

$$h_j = \frac{\sum_{i=1}^8 h_i}{8} = \frac{-0.0501 - 0.0352 + 0.0289 + 0.0126 + 0.0107 + 0.0177 - 0.0157 + 0.0745}{8} = 0.0054 \text{ мкм.}$$

Интенсивность изнашивания для пары трения металл–полимер–чугун находим по формуле (2)

$$I_h = \frac{\sum_{i=1}^k h_i}{2ANk} = \frac{0.0054}{2 \times 50 \times 2 \times 10^6 \times 1} = 2.72 \times 10^{-11}.$$

Таблица 5. Обобщенные результаты испытаний

Материал образцов	Прямая схема испытаний	
	Средний износ h_j , мкм	Интенсивность изнашивания I_h
Металлополимер—сталь 12X18H10T	—	—
Металлополимер—чугун	0.0054	2.72×10^{-10}
Обратная схема испытаний		
Сталь 12X18H10T—металлополимер	0.2341	1.17×10^{-9}
Чугун—металлополимер	0.0322	1.61×10^{-10}

Таблица 6. Массовая оценка износа

№ исп.	Пара трения (контроль образец—образец)	Масса, г		
		до	после	фактический износ
1	Металлополимер 12X18H10T	10.0217	10.0199	0.0018
		32.8536	32.8525	0.0011
2	Металлополимер Чугун 20	8.23540	8.23480	0.0006
		36.6161	36.6156	0.0005
3	12X18H10T Металлополимер	38.4223	38.4221	0.0002
		9.1739	9.1731	0.0008
4	Чугун 20 Металлополимер	30.3470	30.3463	0.0007
		4.8934	4.8920	0.0014

Средний износ j -го образца определяем по формуле (1) для пары трения 12X18H10T—металлополимер

$$h_j = \frac{\sum_{i=1}^8 h_i}{8} = \frac{+0.4121 + 0.2807 + 0.1964 + 0.3538 + 0.2204 + 0.1669 + 0.1622 + 0.0801}{8} = 0.2341 \text{ мкм.}$$

Интенсивность изнашивания для пары трения 12X18H10T—металлополимер находим по формуле (2).

Полученные результаты расчетов сведены в общую табл. 5.

Также была проведена массовая оценка износа образцов. Полученные данные приведены в табл. 6.

Выводы. Анализируя полученные данные, можно сделать следующие выводы: **1.** Металлополимерный материал BELZONA 1111 показал высокую износостойкость при фреттинг-изнашивании, при этом и образцы из стали и чугуна имели минимальный износ, а металлополимерный материал больше изнашивался чем металлические образцы. **2.** Полученные экспериментальные данные: износ $h_j = 0.0054$ мкм, интенсивность изнашивания $I_h = 2.72 \times 10^{-10}$ показали, что металлополимерный материал может использоваться в узлах трения, подверженных фреттингу и фреттинг-коррозии, как для восстановления изношенных поверхностей, так и для изготовления полноценных элементов конструкций.

Конфликт интересов. Конфликта интересов авторы не имеют.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гантимиров Б.М., Бурякин А.В., Колесникова Т.К. Фреттинг-изнашивание металлополимерных и металлических материалов // Сборник докладов III Региональной научно-технической конференции “Губкинский университет в решении вопросов нефтегазовой отрасли России”, посвященной 110-летию А.И. Скобло и 105-летию Г.К. Шрейбера, 2019. С. 61.
2. Гантимиров Б.М., Почес Н.С., Колесникова Т.К. Влияние смазочного материала на фреттинг-изнашивание металлических материалов // Сборник докладов III Региональной научно-технической конференции “Губкинский университет в решении вопросов нефтегазовой отрасли России”, посвященной 110-летию А.И. Скобло и 105-летию Г.К. Шрейбера, 2019. С. 60.
3. Голего Н.Л., Алябьев А.Я., Шевеля В.В. Фреттинг-коррозия металлов. Киев: Техника, 1974. 272 с.
4. Безъязычный В.Ф., Драпкин Б.М., Любимов Р.В., Тимофеев М.В. Экспериментальное подтверждение малоцикловой усталостной природы фреттинг-изнашивания поверхностных слоев металлов // Трение, износ, смазка (электр. ресурс). 2000. Т. 2. № 3. С. 9.
5. Марченко Е.А. О природе разрушения поверхности металлов при трении. М.: Наука, 1979. 118 с.
6. Гаркунов Д.Н. Триботехника. М.: Машиностроение, 1985. 424 с.
7. Петухов А.Н. Фреттинг и фреттинг-усталость конструкционных материалов и деталей // Авиационная промышленность. 2014. № 5. С. 45.
8. Conner B.P., Lindley T.C., Nicholas T., Suresh S. Application of a fracture mechanics-based life prediction method for contact fatigue // Int. J. Fatigue. 2004. № 26. P. 511.
9. Farris T.N., Murthy H. High Temperature Fretting Fatigue of Single Crystal Nickel // Proc. 10th Nation. Turbine Engine, HCF Conference, New Orleans. LA, March 8–11, 2005. P. 123.
10. Houghton D., Wavish P.M., Williams E.J., Leen S.B. Multiaxial fretting fatigue testing and prediction for splined couplings // Int. J. Fatigue. 2009. № 31. P. 1805.
11. Jacob M.S.D., Arora P.R., Saleem M. et al. Fretting fatigue crack initiation: An experimental and theoretical study // Ibid. 2007. № 29. P. 1328.
12. Jacob M.S.D., Arora P.R., Sapuan S.N. et al. Experimental evaluation of fretting fatigue test apparatus // Ibid. 2007. № 29. P. 941.
13. Xin L., Yang B.B., Li J. et al. Wear damage of Alloy 690TT in partial and gross slip fretting regimes at high temperature // Wear. 2017. V. 390. P. 71.
14. Чжан Ч., Ван Д., Го Я. Fretting friction and wear behavior of spiral wound gasket (SWG) of the sealing surface // Tribol. Int. 2019. V. 133. P. 236.
15. Zabala A., Infante-García D., Giner E. et al. On the use of the theory of critical distances with mesh control for fretting fatigue lifetime assessment // Tribol. Int. 2020. V. 142. 105985.
16. Jin X., Shipway P.H., Sun W. The role of frictional power dissipation (as a function of frequency) and test temperature on contact temperature and the subsequent wear behavior in a stainless-steel contact in fretting // Wear. 2015. V. 330–331. P. 103.
17. O'Halloran S.M., Connaire A.D., Harte A.M. A global-local fretting analysis methodology and design study for the pressure armour layer of dynamic flexible marine risers // Tribology International. 2020. V. 142. 105967.
18. Shouyi S., Lei L., Zhufeng Y. et al. Fretting fatigue failure behavior of Nickel-based single crystal superalloy dovetail specimen in contact with powder metallurgy pads at high temperature // Tribol. Int. 2020. V. 142. 105986.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА.
ДИАГНОСТИКА ИСПЫТАНИЯ**

УДК 622.662.24

**ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ УПЛОТНЕНИЯ
КОМПРЕССОРНЫХ ЦИЛИНДРОВ ГАЗОМОТОКОМПРЕССОРОВ В СИСТЕМЕ
ГАЗЛИФТНОЙ ДОБЫЧИ НЕФТИ МОРСКИХ МЕСТОРОЖДЕНИЙ**© 2023 г. В. И. Алиев^а, И. И. Гасанов^{а,*}^а *Азербайджанский государственный университет нефти и промышленности, Баку, Азербайджан***e-mail: hesenov.74@inbox.ru*

Поступила в редакцию 21.02.2023 г.

После доработки 30.05.2023 г.

Принята к публикации 20.08.2023 г.

В статье рассмотрено повышение эффективности работы сальниковых уплотнений в компрессорных цилиндрах, снабженных чугунными кольцами, прижимающимися к контактной поверхности поршневого штока с помощью стальной пружины в поршневых компрессорах, эксплуатируемых в системах газлифтной добычи нефти из морских нефтегазоконденсатных месторождений. Проведенные исследования газомоторного поршневого компрессора непосредственно на работающей системе газлифта, показали, что для увеличения времени нормальной эксплуатации сальниковых уплотнений требуется регулирование зазора с подачей смазки до 0.1 мм. После увеличения жесткости пружин работоспособность и количество рабочих часов сальниковых уплотнений увеличились в 2 раза — от 850 часов до 1700 часов.

Ключевые слова: поршневой шток, компрессор, уплотнения, самоуплотняющиеся сальники, цилиндр дожимающегося газа, трение

DOI: 10.31857/S0235711923060044, **EDN:** EFNBCZ

Известно, что сальники служат для предотвращения утечки газа из рабочей полости компрессорного цилиндра в машинный зал компрессорной станции в том месте, где через нижнюю мертвую стенку цилиндра проходит поршневой шток, совершающий возвратного-поступательное движение. Для повышения срока службы всех ступеней компрессорных цилиндров уплотнители всегда выполняются многокаскадными сальниковыми кольцами с заданным распределением перепада давлений между уплотняющими элементами [1, 2]. Таким образом, увеличение числа колец без увеличения числа промежуточных подводов газа нецелесообразно. Это не приводит к разгрузке перегруженных уплотняющих элементов. Кроме того ухудшается отвод тепла по штоку, вызванному сильным нагревом, что приводит к сокращению срока службы сальника.

В газовых поршневых компрессорах имеется фонарное кольцо, которое используется для подвода к контактной поверхности сальника специального уплотняющего и смазывающего масла. При этом давление уплотняющего масла поддерживается более высокое, чем максимальное давление газа в рабочей камере. Поэтому в сальнике создается так называемый гидравлический затвор, не позволяющий проникать через сальниковое уплотнение в цилиндр компрессора сжимающегося попутного нефтяного газа.

В поршневых компрессорах, эксплуатирующихся в системе газлифтной добычи нефти, применяются заводские сальники специальных конструкций, снабженные особыми металлическими уплотняющими чугунными кольцами, которые прижимаются к контактной поверхности с помощью стальной пружины.

Величина утечки газа через зазоры сальника ϑ (м³/сек) можно определить из соотношения

$$\vartheta = 2617 \frac{S^3 d_{\text{п.ш}} \Delta p}{l \mu}, \quad (1)$$

где ϑ — объем газа, вытекающего через зазор между штоком цилиндра и сальниковым уплотнением, см³; S — ширина кольцевой щели (кольцевого уплотнения), см; $d_{\text{п.ш.}}$ — диаметр поршневого штока, см; l — длина направляющей, занятой канавкам уплотнительных колец, см; Δp — разность давлений в начале в конце щели, кг/см²; μ — динамический коэффициент вязкости газа, кгс/м².

В качестве примера определим утечку газа через сальниковый уплотнитель, если разность давлений $\Delta p = 4/5$ кг/см²; температура газа 125°C; диаметр поршневого штока $d = 7$ см; динамический вязкость газа при 125°C, $\mu = 2.56 \times 10^{-6}$ кгс/м².

Подставляя данные в формулу (1) получим

$$\vartheta = 2617 \frac{0.0025^3 \times 7 \times 4.5}{3.5 \times 2.56 \times 10^{-6}} = 143.07 \text{ см}^3/\text{сек} = 0.0143 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Для практического расчета сальникового уплотнения в промышленных условиях реально будет иметь место эксцентричное расположение поршневого штока внутри отверстий уплотнительных колец, и с учетом этого, по рекомендации М.И. Френкеля, принимаем поправочный коэффициент $\alpha = 2.5$. Тогда получим $\vartheta = 0.0143 \times 2.5 = 0.03575$ м³/мин, что составляет, примерно, 0.2% от производительности газомоторного компрессора. В действительности при нормальном состоянии штока и колец сальникового уплотнения утечка будет меньше вследствие приработки колец.

Постановка задачи. Изучение состояния уплотнительного узла проводится с целью повышения их эффективности, надежности и работоспособности в газовой среде, а также возможности максимального снижения радиального зазора между штоком и сальником.

Формула (1) справедлива для горизонтального расположения штока в сальнике в возвратно-поступательном режиме работы. При длительной эксплуатации, зазор в контактной зоне возрастает в 1.5 раза, что недопустимо.

Путем сокращения зазора до 0.1 мм, можно уменьшить утечку газа в несколько раз.

Для этого требуется регулировка самоуплотняющихся сальников, путем увеличения жесткости пружин в кольцах сальниковых уплотнений с подачей смазывающего масла во время эксплуатации. При этом радиальный зазор уменьшается до 0.1–0.15 мм, и утечки практически прекращаются. Проведенные опыты непосредственно на работающей системе газлифта газомоторного поршневого компрессора, показали, что эксплуатация сальниковых уплотнений с увеличенной жесткостью пружин и смазкой имеет очень хорошие результаты. При этом необходимо учитывать, что сальниковые уплотнения в процессе эксплуатации требуют большого внимания со стороны работающего персонала, т.к. сальник может оказаться источником утечки газа в процессе дожатия и загрязнения помещения машинного зала, что может явиться причиной пожаров.

Сила, с которой газ прижимает кольцо к штоку поршня, является результатом разности давлений в сальниковом уплотнении и нормальным зазором между кольцами и штоком.

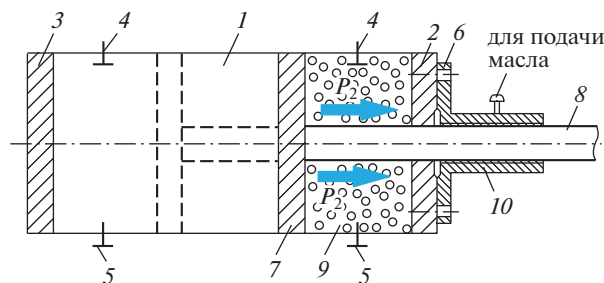


Рис. 1. Схема воздействия давления дожимающего газа в первой ступени компрессорного цилиндра на сальниковый уплотнитель: 1 – компрессорный цилиндр; 2 – передняя крышка цилиндра; 3 – задняя крышка цилиндра; 4 – всасывающие клапаны; 5 – нагнетательные клапаны; 6 – грандбукса; 7 – поршень первой ступеньки; 8 – шток поршня; 9 – дожимающий газ, постоянно находящейся в вихревом турбулентном движении; 10 – уплотнитель.

Из промышленной практики известно, что неисправность сальниковых уплотнений приводит к снижению подачи поршневого компрессора. Известно, что в настоящее время в Государственной нефтяной компании Азербайджанской Республики в системах газлифта, транспорта и закачки газа подземного хранения эксплуатируются в большом количестве газопоршневые компрессоры марки 10 ГКНАМ2/5-55. Конструктивно эти компрессоры состоят из трех компрессорных цилиндров первой ступени и двух компрессорных цилиндров второй ступени. Согласно техническому паспорту завода изготовителя производительность одного газопоршневого компрессора составляет около $150\,000 \text{ м}^3/\text{сутки}$ и вес (объем) полностью зависит от нормальной работы 3-х компрессорных цилиндров первой ступени. Эти компрессорные цилиндры конструктивно имеют две полости всасывания и две полости нагнетания, а внутри цилиндра один поршень со штоком (рис. 1).

Поршень со штоком (рис. 1) совершает возвратно поступательное движение. На долю одного компрессорного цилиндра выпадает производительность около $50\,000 \text{ м}^3/\text{сутки}$, т.е. ($34.7 \text{ м}^3/\text{мин.}$). Во время сжатия газа от $0.39\text{--}0.42 \text{ МПа}$ до $17\text{--}1.9 \text{ МПа}$ степень повышения давления доходит до 4.5. При этом давление, действующее на кольца сальникового уплотнения, возрастает в 1.5–2.0 раза. Как показывает практика, такой процесс сжатия газа, приводит к нарушению нормальной работы сальниковых уплотнений. Это, прежде всего, связано с частотой изменения давления и температуры газа, поступающего в определенном объеме в высасывающую полость компрессорного цилиндра. В результате такого технологического процесса внутри цилиндра на стороне нагнетания передней части, где расположены сальники, происходит турбулентное течение газа через нагнетательный клапан. И такое течение с очень большим давлением радиального направления P_2 (рис. 1) действует на сальниковые кольца. В большинстве случаев в процессе исследования было обнаружено, что во время возвратно-поступательного движения поршня со штоком происходит утечка газа, через контактную поверхность между штоком и сальниковыми кольцами уплотнения из-за образовавшегося зазора. После неоднократно проведенных испытаний было обнаружено, что жесткость пружин, сжимающих элементы сальника, из-за температуры значительно слабеет, и пружины теряют сжимающие способности. В результате этого появляется зазор между наружной поверхностью штока и внутренней поверхностью кольца (их в одном уплотнении 18 штук) сальникового уплотнения.

Расчетные показатели. Согласно закону трения сила, возникающая при скольжении поршневого штока (трение скольжения) по кольцу сальникового уплотнения не зави-

сит от величины трущихся поверхностей, а зависит только от качества поверхностей трущихся тел и от силы, сжимающей трущиеся поверхности колец и направленной перпендикулярно к ним поверхности штока.

Силу определяем по формуле [3–5]

$$F = kN, \quad (2)$$

где F – сила трения, кгс; N – давление дожимающего газа, действующее на трущиеся поверхности, кгс/см², в поршневом газомоторном компрессоре особенно во второй ступени $N = 45$ кгс/см²; k – коэффициент трения при скольжении.

Согласно исследованиям многих авторов, $k = 0.2$ – при скольжении чугуна по стали, т.е. поршневого штока по кольцу сальникового уплотнения. Подставляя данные в формулу (2) получим

$$F = k \cdot N = 0.2 \times 45 = 9 \text{ кгс.}$$

Однако расчеты показывают, что сила 9 кгс, действующая на одно кольцо сальникового уплотнения, крайне мала и практическое исследование показывает, что зазор в зоне трения “шток–кольцо сальникового уплотнения” увеличивается. При этом после 800 часов работы происходит утечка газа через зазор сальникового уплотнения и далее утечка становится более интенсивной. Учитывая такой технический недостаток, авторы предложили эксплуатационным инженерам и механикам на компрессорной станции совместно увеличить жесткость пружин, прижимающегося элемента кольца сальникового уплотнения, и снизить зазор между штоком и кольцами сальника до 0.1–0.2 мм. При этом коэффициент трения изменяется пропорционально силе F . После этого продолжили эксплуатацию компрессора в системе газлифтной добычи нефти и каждый день во время эксплуатации проверяли наличие утечки газа через сальниковое уплотнение. Таким образом, увеличилась эффективность наработки часов до 1720 часов и значительно повысилась производительность компрессора [6, 7].

По результатам проведенных исследований нами предложен усовершенствованный вариант уравнения трения путем добавления одного параметра к существующему уравнению трения, ξ – коэффициент местного сопротивления для отдельных элементов в зоне трения “кольцо сальникового уплотнения–шток” газовых поршневых компрессоров. Ориентировочно по рекомендации М.И. Френкеля “ЛЕННИИХММАШ” коэффициент принимаем от 4 до 6, в среднем $\xi = 5$. Таким образом, авторы предлагают использовать для расчетов уравнение трения в общем виде

$$F = k \cdot N \cdot \xi, \quad (3)$$

где k – коэффициент трения при скольжении чугунных колец по поверхности поршневого штока горизонтального расположения, изготовленного из высококачественной стали, по рекомендации М.И. Френкеля принимаем $k = 0.18$.

Для примера с использованием уравнения (3) решим задачу, для первой ступени компрессорного цилиндра (рис. 1), где сила давления газового удара, направленного из компрессорного цилиндра первой ступени в зону трения составляет $N = 18$ кгс/см² и определим общую силу трения.

Дано: $k = 0.18$; $N = 18$ кгс/см². Определим силу трения по формуле (3).

Принимаем $\xi = 5$, тогда

$$F = kN\xi = 0.18 \times 18 \times 5 = 16.2 \text{ кгс.}$$

Таким образом, сила трения, действующая на сальниковые кольца уплотнения составляет 16.2 кгс. Такая сила крайне негативно влияет на работу сальникового кольца, т.к. как жесткость пружины, сжимающей кольцо, становится слабее.

Для того, чтобы предотвратить отрицательное влияние силы трения на работоспособность сальникового кольца мы предлагаем поместить пружину в масляную ванну, где происходит ее нагрев до 350–400°C с последующим охлаждением в течение

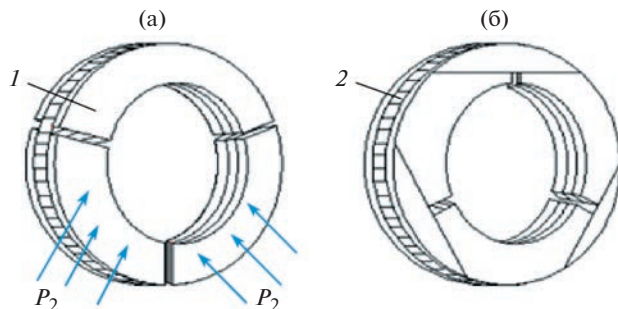


Рис. 2. Сальники высокого (а) и низкого (б) давления с плоскими уплотняющими элементами (по нормам НИИХиммаша) и конструкции уплотняющих колец: 1 — кольца; 2 — кольца в обоймах.

6–7 часов до нормальной температуры. При этом жесткость пружины восстанавливается, что не только предотвращает утечки газа, но и согласно результатам практического исследования, увеличивает наработку часов от 800 до 1720.

Кроме того в поршневых компрессорах общего назначения применяются самоуплотняющиеся сальники, которые не требуют подтяжки сальникового уплотнения с помощью пружин. В них это обеспечивается за счет давления дожимающего воздуха [8–10]. Такие сальники выполняются многокамерными, с уплотняющими элементами в каждой камере.

Для поршневых компрессоров, применяемых в химических отраслях, распространены также самоуплотняющиеся сальники с уплотняющими элементами в виде плоских или трапециевидных разрезных колец. Эти кольца заключены в камеры, притертые друг к другу торцами (рис. 2). Такие сальники длительно служат, сохраняя плотность и не требуя постоянного ухода.

Перепады давления по камерам сальников не одинаковы. Так же как и в случае поршневых колец, наибольший перепад давлений возникает в камере, расположенной первой от полости цилиндра. Во второй и последующих камерах он уменьшается, а давление приближается к постоянному, мало изменяющемуся за время цикла. У ступеней высокого давления значительный перепад давления происходит не только в первой, но и в последней камере, у которой давление в цилиндре велико, но изменяется в небольших пределах, наибольший перепад давлений наблюдается в последней камере. Соответственно перепадам давлений износы уплотняющих колец также не одинаковы — в малонагруженных камерах они малы и возрастают лишь в том случае, если смежная камера, воспринимающая больший перепад давлений, теряет плотность и появляются зазоры, через которые происходит утечка газа.

Основное усилие пружины, прижимающее уплотнительные кольца к штоку, получают под влиянием разности давлений в камере, т.е. в зоне трения кольца, образуется масляная пленка в зазоре между кольцом и штоком [11–13]. Смазка к сальнику подводится под давлением от лубрикатора через отверстия во фланце и камерах и поступает в зону трения на штоке.

Давление в зазоре между штоком и элементом сальника изменяется по конструкции, причем на элемент сальника, так же как и в рассмотренной схеме нагрузки на поршневое кольцо, действует избыток давления газа над давлением в уплотняемом зазоре [14–16].

Надежность уплотнения и долговечность работы сальника с кольцевыми элементами зависят от жесткости пружин, числа уплотнительных колец и качества подгонки друг к другу уплотняющих элементов и материала, из которого они изготовлены. Для

повышения срока службы сальники ступеней высокого давления всегда выполняют многокаскадными кольцами, с заданным распределением общего перепада давлений между уплотняющими элементами.

Выводы. 1. По результатам практических исследований с целью получения более полной информации нами в формулу для определения силы трения предлагается добавить параметр ξ – коэффициент местного сопротивления для отдельных элементов в зоне трения “шток–сальниковые кольца” газовых поршневых компрессоров.

2. Увеличение жесткости пружин в 1.5 раза позволяет увеличить наработку часов от 800 до 1720, что может повысить эффективность эксплуатации компрессоров в системе газлифтной добычи нефти.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Пластилин П.И.* Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет. М.: Колос, 2000. 456 с.
2. *Никишенко С.Л.* Нефтегазопромысловое оборудование. Волгоград: Изд-во “Ин-фолио”, 2008. 406 с.
3. *Мищенко И.Т.* Скважинная добыча нефти: Учебное пособие для вузов. М.: Изд-во “Нефть и газ” РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2003. 816 с.
4. *Ивановский В.Н., Дарищев В.И., Сабиров А.А., Каишанов В.С., Пекин С.С.* Скважинные насосные установки для добычи нефти. М.: Изд-во “Нефть и газ” РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2002. 824 с.
5. *Новиков И.И., Захаренко В.П., Ландо Б.С.* Бессмазочные поршневые уплотнения в компрессорах. Л.: Машиностроение, 1981. 238 с.
6. *Галустов В.С.* Разработка и создание поршневых компрессорных и расширительных машин с сухим картером: Дисс. ... канд. техн. наук. СПб.: Санкт-Петербургский государственный университет, 2001. 45 с.
7. *Talbott E.M.* Compressed Air Systems: A Guidebook on Energy & Cost Savings // *Power Engineering*. 2002. № 8. P. 220.
8. *Дмитриев В.Т., Миняев Ю.Н.* Модернизация системы газораспределения поршневых компрессоров // *Компрессорная техника и пневматика*. 2005. № 2. С. 24.
9. *Дмитриев В.Т.* Параллельная работа турбокомпрессорных установок // *Сборник докладов IV Междунар. конф., посвящ. 90-летию В.Р. Кубачека*, 15–16 мая, Екатеринбург, 2006. С. 201.
10. *Будзуляк Б.В., Пашин С.Т., Китаев С.В., Шаммазов А.М., Байков И.Р.* Повышение эффективности режимов работы компрессорных станций // *Газовая промышленность*. 2005. № 1. С. 23.
11. *Френкель М.И.* Поршневые компрессоры. Ленинград: Изд-во “Машиностроение”, 1969. С. 737.
12. *Асадов О.С., Алиев В.И., Макаров В.В.* Новый научный подход к определению реальной производительности поршневых компрессоров в системах газлифта и транспорта газа. М.: Изд-во “Спутник”, 2011. 240 с.
13. *Hasanov I.I.* Strained-deformation state of polymer composition material shaft of centrifugal pump // *The Proceedings of Fourth International Iron and Steel Symposium (UDCS 21)*, April 1–3, Karabuk, Turkey. 2021. P. 216.
14. *Hasanov I.I., Abbasov I.I., Gurbanov N.A.* Stress-deformed state of a packing ring with eccentric holes // *Proceedings of the latvian academy of sciences. Section B*. 2020. V. 74. № 4 (727). P. 287.
15. *Шахвердиев А.Х.* Инновационный потенциал нестационарного заводнения в целях повышения нефтеотдачи пластов // *Вестник Азербайджанской инженерной академии*. 2019. Т. 11. № 1. С. 32.
16. *Chapple P.* Principles of hydraulic systems design. Second Edition. Momentum press, 2015. 289 p.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА.
ДИАГНОСТИКА ИСПЫТАНИЯ**

УДК 629

**НАПРЯЖЕНИЯ В БАЛОЧНЫХ ПЕРЕХОДАХ
МАГИСТРАЛЬНЫХ ГАЗОПРОВОДОВ ПРИ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗКАХ**© 2023 г. Т. Н. Фесенко^{а,*}, Е. А. Дронова^а^аИнститут машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия^{*}*e-mail: ftat50@yandex.ru*

Поступила в редакцию 27.03.2023 г.

После доработки 14.06.2023 г.

Принята к публикации 20.06.2023 г.

В статье приведены основные зависимости, позволяющие определять и оценивать динамические составляющие напряжений и перемещений в магистральных газопроводах под действием движущейся сосредоточенной силы. Решения задачи приводятся для однопролетных, двухпролетных и трехпролетных балочных переходов. Согласно требованиям отраслевых документов принимались решения о дальнейшей эксплуатации переходов или необходимости их реконструкции.

Ключевые слова: трубопровод, деформации, напряжения, провис трубопровода, динамическая нагрузка, предельные состояния, допускаемые напряжения

DOI: 10.31857/S023571192305005X, EDN: WYVVLE

В статье рассматривается напряженное состояние в балочных переходах газопроводов, обусловленное динамическими нагрузками при возможном пропуске по газопроводу диагностических и очистных внутритрубных устройств (ВТУ). Такие напряжения являются дополнительными к напряжениям, возникающим от статической нагрузки. Напряжения в балочных переходах от статических нагрузок (провиса, перепада температур и продольной силы) рассмотрены в работе [1].

В статье приведены основные зависимости, позволяющие определять и оценивать динамические составляющие напряжений и перемещений в балках под действием движущейся сосредоточенной силы, основаны на анализе работ [3–5]. Основополагающей является классическая задача о колебаниях в вертикальной плоскости XU однопролетной балки длиной L с шарнирными опорами по концам при движении вдоль оси X постоянной поперечной силы G с постоянной скоростью v . В нашей методике для траектории груза используется исходная криволинейная ось балочного перехода, кривизна которой значительно (на порядок и более) превосходит кривизну той изогнутой оси балки, которая получается при движении груза по балочному переходу, причем не только при статическом, но и при динамическом расчете. Поэтому в нашем случае вполне подходящим является зависимость для динамического веса груза G_{dyn} в виде [4]

$$G_{\text{dyn}} = G_{\text{sta}} \left(1 + \frac{v^2}{\rho g} \right), \quad (1)$$

где G_{sta} – статический вес груза; m_G – масса груза; v – скорость движения груза ρ – радиус кривизны оси балки; g – ускорение свободного падения.

Выражение в скобках в формуле (1) можно рассматривать в качестве коэффициента динамичности в нашей задаче

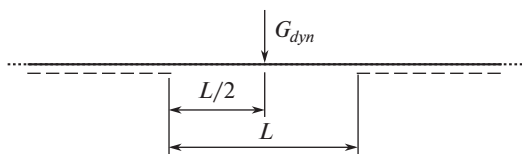


Рис. 1. Действительная схема однопролетного надземного балочного перехода.

$$\mu = 1 + \frac{v^2}{\rho g}.$$

В этом случае динамический вес груза G_{dyn} равен

$$G_{dyn} = \mu G_{sta}.$$

Входящий в коэффициент динамичности радиус кривизны ρ необходимо определять на основании полученного в работе авторов [1] выражения для уравнения оси профиля перехода. Учитывая связь между радиусом кривизны оси и ее кривизной в одной и той же точке оси

$$\rho(x) = \frac{1}{\kappa(x)}.$$

Кривизна перехода газопровода находится по методике, представленной в работе [1].

Масса ВТУ принималась равной 1600 кг для газопроводов Ду 720 мм и 1500 кг — для Ду 530 мм.

Координаты точек приложения динамической силы принимались по следующему правилу: 1) для однопролетных переходов — в середине пролета; 2) для двухпролетных переходов — в середине большего пролета; 3) для трехпролетного перехода — в середине перехода.

Методика определения напряжений в однопролетном балочном переходе, вызванных динамическими нагрузками при пропуске внутритрубных устройств. Действительная схема надземного однопролетного балочного перехода представлена на рис. 1. Переход длиной L , нагруженный в середине пролета сосредоточенной вертикальной силой G_{dyn} , сопряжен с примыкающими подземными участками. Подземные участки рассматриваются как балки, лежащие на упругом основании. На рис. 1 эти участки выделены пунктирными линиями.

Динамическая вертикальная сила G_{dyn} определяется по формуле (1) с учетом массы ВТУ, скорости его прохождения и радиуса кривизны оси перехода в месте нахождения груза.

При определении НДС (напряженно-деформированного состояния) перехода, нагруженного динамической силой, приняты следующие допущения: 1) участок надземного перехода газопровода и примыкающие к нему подземные участки условно считаются прямолинейными; 2) участок надземного перехода газопровода вместе с примыкающими подземными участками рассматривается как статически неопределимая система; 3) примыкающие с двух сторон подземные участки газопровода приняты в виде полубесконечных балок на упругом основании; 4) поскольку расчет ведется на действие только веса ВТУ, то газопровод рассматривается в виде невесомой балки, обладающей изгибной жесткостью. Действие собственного веса газопровода учтено при определении НДС надземных переходов по их фактическому положению [1].

Расчетная схема перехода (рис. 2а) представляет собой однопролетную балку, сопряженную на концах с полубесконечными балками, лежащими на упругом основании. Вся конструкция является прямолинейной и симметричной относительно середины пролета перехода.

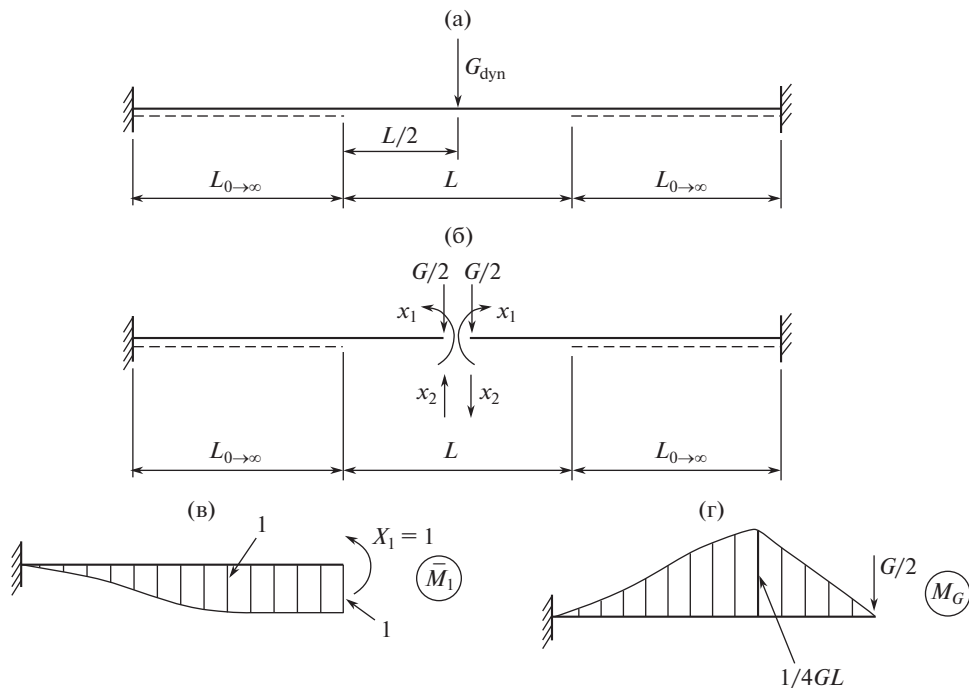


Рис. 2. Расчетная схема однопролетного перехода (а), основная система (б), единичная (в) и грузовая (г) эпюры изгибающих моментов.

Поскольку НДС примыкающих к переходу подземных участков, как балок на упругом основании, будет рассмотрено предварительно, то в общем случае рассматриваемая конструкция является трижды статически неопределимой. Так как продольная сила в балочных задачах принимается равной нулю, система вырождается в дважды статически неопределимую. Основная система рассматриваемой конструкции при решении задачи методом сил (рис. 2а) получена путем разрезания балки по оси симметрии с приложением неизвестных моментов X_1 и поперечных сил X_2 в месте разреза. В связи с геометрической симметрией и симметрией нагрузки кососимметричные неизвестные усилия X_2 равны нулю и система превращается в единожды статически неопределимую с неизвестным изгибающим моментом в середине перехода X_1 , который определяется из решения задачи.

Рассмотрим предварительно НДС примыкающих подземных участков надземного перехода под действием на них силовых факторов со стороны надземного перехода. На торец подземного участка – полубесконечной балки на упругом основании – со стороны перехода действует изгибающий момент и поперечная сила. Для определения НДС подземного участка газопровода рассмотрим полубесконечную балку на упругом основании, нагруженную в начальном сечении ($z = 0$) поочередно изгибающим моментом M и поперечной силой Q (рис. 3а, б).

При действии на конец подземного участка газопровода изгибающего момента M (рис. 3а) уравнение упругой линии (прогибы) подземного участка представим в системе координат $y-z$ в зависимости от так называемых затухающих функций

$$y = C_1 T(\beta z) + C_2 V(\beta z); \quad (2)$$

$$T(\beta z) = e^{-\beta z} \cos \beta z;$$

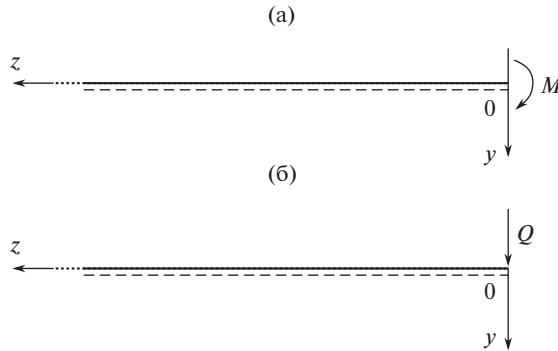


Рис. 3. Расчетные схемы примыкающих подземных участков для определения НДС.

$$V(\beta z) = e^{-\beta z} \sin \beta z,$$

где C_1, C_2 — произвольные постоянные, которые должны определяться из граничных условий задачи.

В формулах для затухающих функций используется параметр β (1/м), зависящий как от изгибной жесткости трубопровода, так и от деформационных свойств грунта

$$\begin{aligned} \beta &= \sqrt[4]{\frac{k}{4EI}}; \\ k &= c_{y0} D; \\ c_{y0} &= \frac{0.12 E_{\text{гр}}}{(1 - \mu_{\text{гр}}^2) \sqrt{l_0 D}}, \end{aligned} \quad (3)$$

где EI — изгибная жесткость трубопровода, МПа м²; $E_{\text{гр}}$ — модуль деформации грунта ненарушенной структуры, МПа; $\mu_{\text{гр}}$ — коэффициент Пуассона грунта; l_0 — единичная длина трубопровода ($l_0 = 1$ м); D — диаметр трубопровода наружный, м; c_{y0} — обобщенный коэффициент нормального сопротивления грунта при вертикальных перемещениях трубопровода вниз, МПа/м.

Выражение (3) основано на исследованиях, приведенных в работах [6, 7].

Граничные условия при действии изгибающего момента состоят в том, что в начальном сечении балки изгибающий момент равен M , а поперечная сила равна нулю (рис. 3а). При $z = 0$:

$$M(z = 0) = M; \quad (4)$$

$$Q(z = 0) = 0. \quad (5)$$

Используя общие выражения для изгибающего момента и поперечной силы

$$M(z) = \frac{d^2 y}{dz^2} EI;$$

$$Q(z) = \frac{d^3 y}{dz^3} EI,$$

подставляя в них выражение для упругой линии балки на упругом основании (2) и выполняя процедуры дифференцирования, получим зависимости для рассматриваемых силовых факторов в виде

$$\frac{1}{EI} M(z) = 2\beta^2 V(\beta z) C_1 - 2\beta^2 T(\beta z) C_2; \quad (6)$$

$$\frac{1}{EI} Q(z) = 2\beta^3 [T(\beta z) - V(\beta z)] C_1 + 2\beta^3 [T(\beta z) + V(\beta z)] C_2. \quad (7)$$

После подстановки выражений (6) и (7) в граничные условия (4), (5) получим систему из двух линейных уравнений относительно неизвестных C_i ($i = \overline{1, 2}$)

$$\left\{ \begin{array}{l} 2\beta^2 V(0) C_1 - 2\beta^2 T(0) C_2 = 1; \\ 2\beta^3 [T(0) - V(0)] C_1 + 2\beta^3 [T(0) + V(0)] C_2 = 0. \end{array} \right\} \quad (8)$$

Учитывая, что

$$T(0) = 1; \quad V(0) = 0.$$

Из решения системы уравнений (8) получим выражения для произвольных постоянных для случая нагружения (рис. 3а)

$$C_1 = \frac{M}{2\beta^2 EI}, \quad C_2 = -\frac{M}{2\beta^2 EI}.$$

Теперь с учетом выражений (2) и (6) уравнение упругой линии подземного участка (прогибы) $y_M(z)$ и изгибающие моменты $M_M(z)$ по всей длине балки ($0 \leq z < \infty$), вызванные действием изгибающего момента M в начальном сечении балки получим в виде

$$\begin{aligned} y_M(z) &= \frac{M}{2\beta^2 EI} [T(\beta z) - V(\beta z)]; \\ M_M(z) &= M [T(\beta z) + V(\beta z)]. \end{aligned} \quad (9)$$

Определяем НДС при действии поперечной силы в начальном сечении подземного участка. Граничные условия задачи состоят в том, что в начальном сечении подземного участка поперечная сила равна Q , а изгибающий момент равен нулю (рис. 3б). Таким образом, при $z = 0$

$$\begin{aligned} Q(z = 0) &= Q; \\ M(z = 0) &= 0. \end{aligned}$$

Раскрывая данные граничные условия по методике, аналогичной представленной выше для случая нагружения изгибающим моментом, получим уравнение упругой линии подземного участка $y_Q(z)$ и изгибающие моменты $M_Q(z)$ по всей длине балки ($0 \leq z < \infty$), вызванные действием поперечной силы Q в начальном сечении балки

$$\begin{aligned} y_Q(z) &= \frac{Q}{2\beta^3 EI} T(\beta z); \\ M_Q(z) &= \frac{Q}{\beta} V(\beta z). \end{aligned} \quad (10)$$

Теперь в соответствии с зависимостями (20) и (24) формулы для изгибающих моментов в подземных участках перехода при построении единичной (рис. 3в) и грузовой (рис. 3г) эпюры метода сил получим в виде

$$\begin{aligned} M_{X_1} &= -1 \cdot [T(\beta z) + V(\beta z)]; \\ M_G &= \frac{1}{4} GL \left[T(\beta z) + \left(1 + \frac{2}{\beta L} \right) V(\beta z) \right]. \end{aligned}$$

Условие неразрывности деформаций метода сил для рассматриваемой статически неопределимой системы (рис. 2б) заключается в отсутствии взаимных угловых пере-

мещений плоскостей разреза левой и правой частей балки. Это условие записывается в виде

$$\delta_{11}X_1 + \Delta_{1G} = 0, \quad (11)$$

где δ_{11} — единичный коэффициент метода сил — перемещение в основной системе в направлении действия момента X_1 при нагружении единичным моментом $X_1 = 1$; Δ_{1G} — грузовой коэффициент метода сил — перемещение в основной системе в направлении действия момента X_1 при действии динамической нагрузки G_{dyn} .

Из условия (11) получим выражение для неизвестного метода сил — изгибающего момента X_1

$$X_1 = -\frac{\Delta_{1G}}{\delta_{11}}. \quad (12)$$

При определении единичного и грузового коэффициентов для частей эпюр, имеющих линейный закон изменения, используем обычное правило перемножения соответствующих эпюр изгибающих моментов (правило Верещагина). Для перемножения нелинейных эпюр применяем способ интегрирования. Ввиду симметрии системы перемножение эпюр проводится только для половины длины балки. В результате получены следующие выражения для единичного и грузового членов уравнения (11):

$$EI\delta_{11} = \frac{L}{2} \cdot 1 \cdot 1 + \int_0^{\infty} [T(\beta z) + V(\beta z)]^2 dz = \frac{L}{2} \left[1 + \frac{3}{2}(\beta L)^{-1} \right]; \quad (13)$$

$$EI\Delta_{1G} = -\frac{1}{2} \frac{L}{2} \frac{G_{\text{dyn}}L}{4} \cdot 1 - \int_0^{\infty} \left\{ \frac{1}{4} G_{\text{dyn}}L \left[T(\beta z) + \left(1 + \frac{2}{\beta L} \right) V(\beta z) \right] \right\} \times \\ \times [T(\beta z) + V(\beta z)] dz = -\frac{1}{16} G_{\text{dyn}}L^2 \left[1 + 3(\beta L)^{-1} + 2(\beta L)^{-2} \right]. \quad (14)$$

Подставляя (13) и (14) в (12), находим неизвестное метода сил X_1 .

Действительные изгибающие моменты по длине перехода теперь определяются по формуле

$$M = \bar{M}_1 X_1 + M_G,$$

т.е., сложением единичной эпюры $\bar{M}_1$, увеличенной в X_1 раз, с грузовой эпюрой M_G . Максимальное значение изгибающего момента имеет место в середине пролета

$$M(L/2) = X_1.$$

Наибольшие изгибные напряжения (МПа) от действия динамической нагрузки при пропуске ВТУ определяются по формуле

$$\sigma_{\text{dyn}} = \pm \frac{M(L/2)}{W},$$

где W — момент сопротивления сечения газопровода, м^3 .

Методика определения НДС двухпролетного балочного перехода от динамических нагрузок. Определение НДС двухпролетного надземного перехода от действия динамических нагрузок при пропуске ВТУ выполняется для схемы нагружения, при которой динамическая нагрузка G_{dyn} находится в середине большого пролета перехода. Расчетная схема двухпролетного перехода с одной промежуточной скользящей опорой показана на рис. 4а. Общая длина надземного перехода равна L , длина отдельных пролетов составляет a и b , причем соблюдается условие, что $a \geq b$.

Расчетная схема двухпролетного перехода с одной промежуточной скользящей опорой (рис. 4) при условии, что закономерность изменения изгибающих моментов на

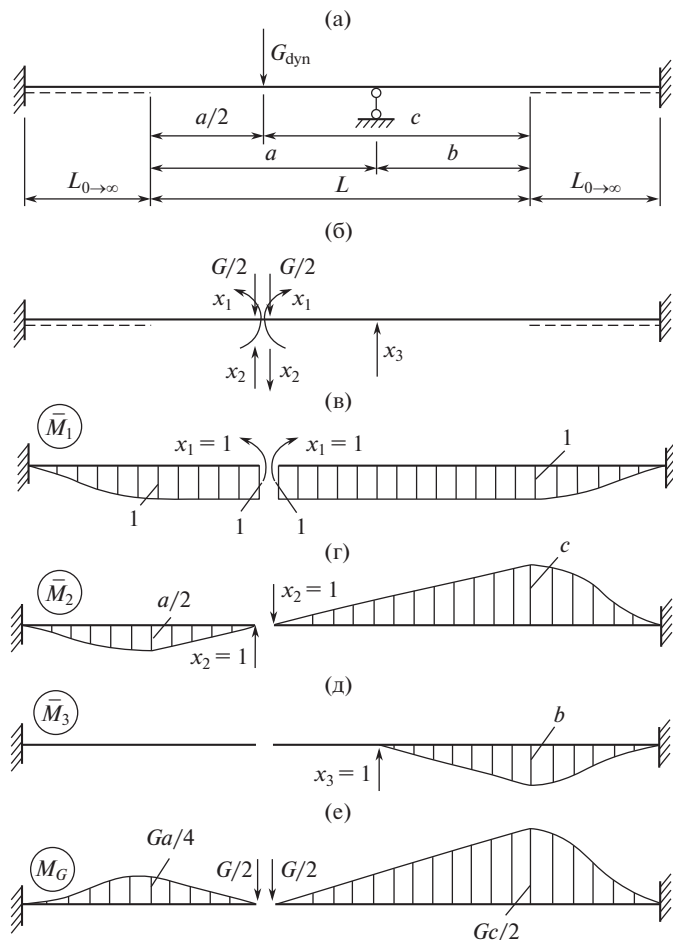


Рис. 4. Расчетная схема двухпролетного перехода (а), основная система (б), единичные (в)–(д) и грузовая (е) эпюры изгибающих моментов.

примыкающих подземных участках представляет собой трижды статически неопределимую балку. Основная статически определимая система метода сил (рис. 4б) получена путем разрезания конструкции в месте приложения силы G_{dyn} на две части с приложением в месте разреза неизвестных – моментов X_1 и поперечных сил X_2 , а также отбрасывания промежуточной опоры и приложения взамен ее неизвестной вертикальной реакции X_3 .

Для определения неизвестных моментов и усилий составляется система канонических уравнений метода сил

$$\begin{aligned} \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \delta_{13}X_3 + \Delta_{1G} &= 0, \\ \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \delta_{23}X_3 + \Delta_{2G} &= 0, \\ X_{31}X_1 + \delta_{32}X_2 + \delta_{33}X_3 + \Delta_{3G} &= 0, \end{aligned} \quad (15)$$

где δ_{ik} ($i = \overline{1,3}$, $k = \overline{1,3}$) – единичные коэффициенты метода сил; Δ_{iG} ($i = \overline{1,3}$) – грузовые коэффициенты метода сил – перемещения в основной системе в направлении i при действии динамической нагрузки G_{dyn} .

Первое уравнение выражает собой условие отсутствия взаимного угла поворота образовавшихся поперечных сечений в месте разреза балки, второе условие — отсутствие взаимного смещения этих сечений, а третье — отсутствие вертикального перемещения оси балки в сечении над промежуточной опорой.

Определение коэффициентов δ_{ik} и свободных членов Δ_{iG} системы уравнений (34) выполняется путем перемножения соответствующих единичных эпюр (рис. 4в, г, д) и грузовой (рис. 4е), построенных в основной системе метода сил. При выводе формул для коэффициентов и свободных членов системы уравнений используем способы перемножения эпюр (для надземных участков перехода) и интегрирования (для примыкающих подземных участков).

В результате получены следующие выражения для вычисления коэффициентов и свободных членов системы уравнений (15):

$$\begin{aligned}
 EI\delta_{11} &= L \left[1 + \frac{3}{2}(\beta L)^{-1} \right], \\
 EI\delta_{12} = EI\delta_{21} &= \frac{a^2}{8} - \frac{c^2}{2} + \frac{3a}{8\beta} \left[1 + \frac{1}{3}(\beta a)^{-1} \right] - \frac{3c}{4\beta} \left[1 + \frac{1}{3}(\beta c)^{-1} \right], \\
 EI\delta_{13} = EI\delta_{31} &= \frac{1}{2}b^2 \left\{ \frac{1}{\beta b} \left[1 + \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{\beta b} \right) \right] \right\}, \\
 EI\Delta_{1G} &= -\frac{1}{4}G \left(\frac{a^2}{4} + c \right) - \frac{G}{2\beta} \left(\frac{3}{8}a + \frac{3}{4}c + \frac{1}{2}\beta^{-1} \right), \\
 EI\delta_{22} &= \frac{a^3}{24} + \frac{c^3}{3} + \frac{5}{32} \frac{a^2}{\beta} \left[1 + \frac{4}{5}(\beta a)^{-1} + \frac{1}{5} \left(1 + \frac{2}{\beta a} \right)^2 \right] + \\
 &\quad + \frac{5}{8} \frac{c^2}{\beta} \left[1 + \frac{2}{5}(\beta c)^{-1} + \frac{1}{5} \left(1 + \frac{1}{\beta c} \right)^2 \right], \\
 EI\delta_{23} = EI\delta_{32} &= \frac{1}{3}b^3 \left(1 + \frac{3a}{4b} \right) - \frac{5bc}{8\beta} \left[1 + \frac{1}{5} \left(\frac{1}{\beta b} + \frac{1}{\beta c} \right) + \frac{1}{5} \left(1 + \frac{1}{\beta b} \right) \left(1 + \frac{1}{\beta c} \right) \right], \\
 EI\Delta_{2G} &= G \left\{ -\frac{1}{48}a^3 + \frac{1}{6}c^3 - \frac{1}{64} \frac{a^2}{\beta} \left[5 + 4(\beta a)^{-1} + \left(1 + \frac{1}{\beta a} \right)^2 \right] + \right. \\
 &\quad \left. + \frac{1}{16} \frac{c^2}{\beta} \left[5 + 2(\beta a)^{-1} + \left(1 + \frac{1}{\beta a} \right)^2 \right] \right\}, \\
 EI\delta_{33} &= \frac{1}{3}b^3 + \frac{5b^2}{8\beta} \left[1 + \frac{2}{5}(\beta b)^{-1} + \frac{1}{5} \left(1 + \frac{1}{\beta b} \right)^2 \right], \\
 EI\Delta_{3G} &= -\frac{1}{6}Gb \left\{ b^2 \left(1 + \frac{3a}{4b} \right) + \frac{3c}{8\beta} \left[6 + 2(\beta b)^{-1} + 2(\beta c)^{-1} + (\beta b \beta c)^{-1} \right] \right\}.
 \end{aligned} \tag{16}$$

Вычисляя значения коэффициентов и свободных членов (16) и подставляя далее их в систему канонических уравнений (15) и решая ее, получим значения неизвестных усилий и моментов X_i ($i = \overline{1,3}$).

Действительные изгибающие моменты по длине перехода теперь определяются по формуле

$$M = \bar{M}_1 X_1 + \bar{M}_2 X_2 + \bar{M}_3 X_3 + M_G,$$

т.е., сложением единичных эпюр $\bar{M}_i$, увеличенных в X_i раз, с грузовой эпюрой M_G .

Анализ показал, что максимальные значения изгибающего момента могут быть в одном из 4-х сечений перехода с продольной координатой x , отсчитываемой от левого крайнего сечения надземного перехода, и определяемые следующими выражениями:

$$M(0) = X_1 + \frac{a}{2} X_2 - \frac{a}{4} G \quad \text{при} \quad x = 0; \quad (17)$$

$$M(a/2) = X_1 \quad \text{при} \quad x = \frac{a}{2}; \quad (18)$$

$$M(a) = X_1 - \frac{a}{2} X_2 - \frac{a}{4} G \quad \text{при} \quad x = a; \quad (19)$$

$$M(L) = X_1 - c X_2 - \frac{c}{2} G \quad \text{при} \quad x = L. \quad (20)$$

Расчетным изгибающим моментом будет большее по абсолютной величине значение из найденных по выражениям (17)–(20).

Методика определения НДС трехпролетного балочного перехода от динамических нагрузок. Расчетная схема трехпролетного перехода с двумя промежуточными скользящими опорами с учетом принятого допущения о равенстве пролетов показана на рис. 5а.

При условии, что закономерность изменения изгибающих моментов на примыкающих подземных участках является известной, представляет собой в общем случае 5 раз статически неопределимую неразрезную балку. Однако пренебрежение продольной силой, а также симметрия геометрии системы и приложенных к ней нагрузок приводят систему к дважды статически неопределимой. Основная статически определимая система метода сил (рис. 5б) получена путем разрезания конструкции в точке симметрии системы (месте приложения силы G_{dyn}) на две части и отбрасывания промежуточных опор. В месте разреза прикладываются неизвестные моменты X_1 , а в месте опор — неизвестные вертикальные реакции X_2 . Формально на рис. 5б также показаны в месте разреза.

Для определения неизвестных моментов и усилий составляется система канонических уравнений метода сил

$$\begin{aligned} \delta_{11} X_1 + \delta_{12} X_2 + \Delta_{1G} &= 0; \\ \delta_{21} X_1 + \delta_{22} X_2 + \Delta_{2G} &= 0, \end{aligned} \quad (21)$$

где δ_{ik} ($i = \overline{1,2}$, $k = \overline{1,2}$) — единичные коэффициенты метода сил; Δ_{iG} ($i = \overline{1,2}$) — грузовые коэффициенты метода сил — перемещения в основной системе в направлении i при действии динамической нагрузки G_{dyn} .

Определение коэффициентов δ_{ik} и свободных членов Δ_{iG} системы уравнений (21) выполняется путем перемножения соответствующих единичных эпюр (рис. 5в, г) и грузовой (рис. 5д), построенных в основной системе метода сил.

Таким образом, получим следующие выражения для коэффициентов и свободных членов системы уравнений (21):

$$\begin{aligned} EI\delta_{11} &= \frac{1}{2} L \left[1 + \frac{3}{2} (\beta L)^{-1} \right], \\ EI\delta_{12} &= EI\delta_{21} = \frac{1}{18} L^2 \left\{ 1 + \frac{9}{2} (\beta L)^{-1} \left[1 + (\beta L)^{-1} \right] \right\}, \\ EI\Delta_{1G} &= -\frac{1}{16} GL^2 \left\{ 1 + 2(\beta L)^{-1} \left[1 + \frac{1}{2} \left(1 + \frac{2}{\beta L} \right) \right] \right\}, \\ EI\delta_{22} &= \frac{1}{81} L^3 \left\{ 1 + \frac{27}{8} (\beta L)^{-1} \left[1 + \frac{2}{3} \left(1 + 3(\beta L)^{-1} \right) + \frac{1}{3} \left(1 + 3 * (\beta L)^{-2} \right)^2 \right] \right\}, \end{aligned}$$

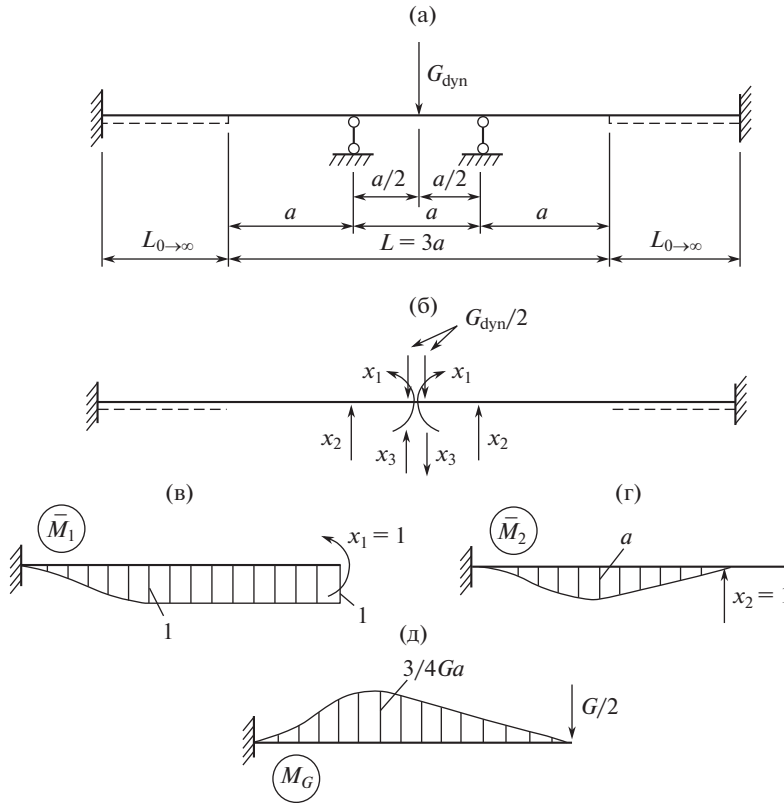


Рис. 5. Расчетная схема трехпролетного перехода (а), основная система (б), единичные (в)–(г) и грузовая (д) эпюры изгибающих моментов.

$$EI\Delta_{2G} = -\frac{7}{648} GL^3 \left\{ 1 + \frac{405}{84} (\beta L)^{-1} \left[1 + (\beta L)^{-1} + \frac{1}{5} \left(1 + \frac{3}{\beta L} \right) \left(1 + \frac{2}{\beta L} \right) \right] \right\}.$$

Оценка напряженного состояния балочного перехода. Вывод об уровне напряжений и степени опасности состояния участка балочного перехода можно сделать путем сравнения полученных продольных и эквивалентных напряжений с допускаемыми по нормам проектирования трубопроводов [2].

Должны выполняться следующие условия для продольных фибровых напряжений [1]:

$$\text{при растягивающих напряжениях } \sigma^+ \leq [\sigma]; \quad (22)$$

$$\text{при сжимающих напряжениях } \sigma_{equ} \leq [\sigma]. \quad (23)$$

Эквивалентное напряжение определяется в соответствии с выражением

$$\sigma_{equ} = \sqrt{\sigma_{кц}^2 - \sigma_{кц} \sigma^- + (\sigma^-)^2}.$$

Допускаемое напряжение в правых частях формул (22) и (23) соответствует нормам [2] и определяется по формуле

$$[\sigma] = \frac{m}{0.9k_H} R_2^H,$$

где R_2^H – нормативный предел текучести материала труб; m – коэффициент условий работы участка газопровода; k_H – коэффициент надежности по назначению трубопровода.

Максимальные (по модулю) результирующие продольные фибровые напряжения находим как алгебраическую сумму максимальных статических напряжений σ^+ и σ^- [1] и динамических напряжений σ_{dyn} . При этом следует учитывать знаки кривизны от действия статического и динамического нагружений. Поскольку конфигурация всех рассматриваемых балочных переходов является единообразной в том смысле, что изогнутая ось каждого из них направлена выпуклостью вниз, то результирующие напряжения определяются следующим образом

$$\sigma_{\Sigma}^+ = \sigma^+ + \sigma_{dyn};$$

$$\sigma_{\Sigma}^- = \sigma^- - \sigma_{dyn}.$$

Сравнением полученных напряжений с допускаемыми по нормам проектирования [2] делается вывод об уровне напряжений и степени опасности состояния участка балочного перехода газопровода и на основании этого делается вывод о дальнейшей работе участка или его ремонте.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Фесенко Т.Н., Дронова Е.А. Методика определения и оценки напряженного состояния балочных переходов магистральных газопроводов // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2022. № 2. С. 59.
2. Правила технической эксплуатации магистральных газопроводов. М.: ИРЦ ОАО «Газпром», 2002.
3. Тимошенко С.П. Прочность и колебания элементов конструкций. М.: Наука, 1975. 704 с.
4. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем: Современные концепции, ошибки и парадоксы. 3-е изд., перераб. М.: Наука, 1979. 384 с.
5. Филиппов А.П. Колебания деформируемых систем. Изд. 2-е. М.: Машиностроение, 1970. 736 с.
6. Айнбиндер А.Б. Расчет магистральных и промысловых трубопроводов на прочность и устойчивость. Справочное пособие. М.: Недра, 1991. 287 с.
7. Mahmoodian M. Reliability and Maintainability of in-Service Pipelines. Gulf Professional Publishing, 2018. 186 p.

НОВОСТИ.
СООБЩЕНИЯ

**ЭДУАРД ИВАНОВИЧ ГРИГОЛЮК
(К 100-ЛЕТИЮ СО ДНЯ РОЖДЕНИЯ)**

DOI: 10.31857/S0235711923060093, EDN: EEZHDI



В 2023 году исполняется 100 лет со дня рождения выдающегося ученого в области механики деформируемого твердого тела и ее приложений к проблемам проектирования и расчета авиационно-космических, корабельных и автомобильных конструкций Эдуарда Ивановича Григолюка. Он родился 13 декабря 1923 года в Москве. Его отец Иван Осипович Григолюк (1893–1943 гг.), инженер-металлург, профессор Московского института стали, один из создателей нержавеющей стали. Мать Эдуарда Ивановича – Мария Тимофеевна Шпак (1900–1991 гг.), преподаватель иностранных языков в московских вузах.

В 1944 г. Э.И. Григолюк окончил самолетостроительный факультет Московского авиационного института. Дипломную работу “Одномоторный штурмовик с мотором воздушного охлаждения” он выполнил под руководством главного конструктора С.А. Кочеригина. В 1944–1947 гг. был аспирантом МАИ при кафедре известного авиаконструктора Н.Н. Поликарпова и кафедре сопротивления материалов.

Начало творческой деятельности Э.И. Григолюка совпало с исключительно бурным послевоенным периодом развития техники в нашей стране, появлением принципиально новых конструкций в реактивной авиации, ракетно-космической отрасли, ядерной энергетике, и в этой связи с постановкой и решением многих новых сложных

задач механики, особенно теории оболочек и пластин. В решение этих проблем Э.И. Григолюк внес существенный вклад.

В 1947 г. на моторостроительном факультете МАИ Э.И. Григолюк защитил кандидатскую диссертацию по техническим наукам на тему “Расчет конических дисков переменной и постоянной толщины. Теория и приложения”, связанную с проектированием газовой турбины в Опытно-конструкторском бюро В.В. Уварова (ЦИАМ). В 1951 г. в Институте механики АН СССР защитил докторскую диссертацию по техническим наукам “Расчет тонкостенных оболочек ракетных двигателей”, в которой были решены основные прочностные проблемы двигателей В.П. Глушко для баллистических ракет С.П. Королева и прямоточных воздушно-реактивных двигателей М.М. Бондарюка.

Э.И. Григолюку посчастливилось сотрудничать с такими выдающимися конструкторами, как Р.Л. Бартини, И.П. Братухин, В.П. Глушко, П.Д. Грушин, С.П. Королёв, Н.Д. Кузнецов, С.А. Лавочкин, А.М. Люлька, В.М. Мясищев, С.К. Туманский и В.Н. Челомей, с которым его связывала личная дружба.

Более 20 лет, начиная с 1948 года, он работал в Машиностроительном конструкторском бюро М.М. Бондарюка “Красная звезда”, был и научным руководителем этого предприятия. Затем работал в Институте механики АН СССР (1953–1959 гг.), Институте гидродинамики Сибирского отделения АН СССР (1959–1964 гг.), Сибирском научно-исследовательском институте авиации (1959–1964 гг.), Институте механики Московского государственного университета (с 1966 г. до конца жизни).

Э.И. Григолюк развил методы расчета на прочность прямоточных воздушно-реактивных двигателей и внес существенный вклад в проектирование и расчет ядерных энергетических космических установок. Теория биметаллических оболочек была создана им специально для расчета на прочность двигателей В.П. Глушко. Он принимал участие в разработке проектов межконтинентальных крылатых ракет “Буря” (главные конструкторы С.А. Лавочкин и М.М. Бондарюк) и “Буран” (главные конструкторы В.М. Мясищев и М.М. Бондарюк). Для этих ракет в КБ М.М. Бондарюка были созданы мощные сверхзвуковые прямоточные воздушно-реактивные двигатели РД-012У и РД-018А. В конструкторском бюро Р.Л. Бартини Эдуард Иванович занимался прочностными проблемами тяжелых многомоторных гидросамолетов, предназначенных для полета через Северный полюс.

Э.И. Григолюк принимал участие в проектировании дозвукового двигателя РД-1А. При проектировании передачи от основного двигателя к лопастям вертолета И.П. Братухина им была поставлена и решена проблема устойчивости цилиндрической оболочки, нагруженной инерционными силами, перпендикулярными ее оси. Для самолета-мишени ЛАП Э.И. Григолюком была построена новая модель оболочки с жестким продольным набором и оценена прочность конструкции.

С интересами промышленности связаны практически все теоретические исследования Эдуарда Ивановича. Так, он разработал общую нелинейную теорию прочности и устойчивости биметаллических, трехслойных и многослойных оболочек и пластин. Ввел плодотворную гипотезу ломаной линии для расчета неоднородных оболочечных конструкций (1956 г.). Разработал теорию устойчивости оболочек при упругопластических деформациях и в условиях ползучести. Изучил напряженно-деформированное состояние перфорированных пластин и оболочек применительно к задачам ядерной энергетики. Исследовал взаимодействие слабых ударных волн с тонкостенными конструкциями в воде и воздухе, а также колебания тонкостенных оболочек вращения, содержащих жидкость. Изучил контактное взаимодействие пластин и оболочек летательных аппаратов, а также проблему оптимизации нагрева оболочек. Государственной премией отмечена его работа, посвященная проблемам прочности корпусов ракет (в том числе и известной Р-7) и ракетных двигателей – проблемам, которые остро стояли в государстве в середине шестидесятых годов. Э.И. Григолюк исследовал нели-

нейные колебания стержней, пластин и оболочек, в том числе в газе и жидкости. Впервые решил задачу о несимметричном прощелкивании сферической оболочки и построил простейшую одномерную модель несимметричного прощелкивания тонких упругих оболочек (1949 г.).

Эдуард Иванович уделял много внимания изучению механических свойств металлических материалов. Под его руководством в ОКБ 670 МАП СССР была спроектирована и изготовлена машина для испытания тонкостенных цилиндрических трубок при растяжении, кручении и внутреннем давлении, которая позволяла замерять и поперечные деформации трубки; эта установка была передана в Институт механики АН СССР (1956 г.). В Сибирском научно-исследовательском институте авиации МАП СССР были спроектированы и изготовлены две испытательные машины для построения диаграммы растяжения образца при ядерном облучении и при обтекании образца нагретым жидкометаллическим теплоносителем; обе они были переданы в Институт ядерной энергии АН СССР (1966 г.).

В связи с сотрудничеством с автомобильной промышленностью Э.И. Григолюком, применительно к расчету пневматических шин, была построена теория нелинейного деформирования многослойных армированных конструкций. Поставлена и практически решена важнейшая проблема создания норм прочности несущих систем автомобилей различного назначения.

Э.И. Григолюк всегда придавал большое значение образованию и подготовке научных кадров. Он преподавал в Московском авиационном институте (1944–1947 гг. и 1965–1977 гг.), Московском высшем техническом училище им. Баумана (1946–1950 гг.), Академии промышленности вооружения Министерства вооружения СССР (1948–1951 гг.), Московском заочном политехническом институте (1953–1955 гг.), Московском государственном университете (1954–1957 гг.) и в Московском автомеханическом институте (ныне Московский политехнический университет), где с 1977 г. возглавлял кафедру прикладной и вычислительной математики.

Много времени он уделял вопросам популяризации отечественных классиков естествознания. Известны его работы по истории отечественной механики, посвященные И.Г. Бубнову, Г.В. Колосову, А.Н. Крылову, С.П. Тимошенко и др. Он издал собрание оригинальных работ С.П. Тимошенко (1971–1975 гг.), сопроводив это собрание обстоятельными анализом и комментариями, а также опубликовал несколько книг о нем.

Э.И. Григолюк – редактор переводов с английского и немецкого языков 48 книг, охватывающих различные разделы механики. Принимал участие в издании энциклопедического справочника “Вибрации в технике” в качестве заместителя главного редактора и заместителя председателя редсовета (1978–1981 гг.).

В 1952–1980 гг. Эдуард Иванович – редактор реферативного журнала “Механика”, в 1965–1989 гг. – ответственный секретарь редакции журнала “Известия АН СССР. Механика твердого тела”, член редколлегии журналов “Прикладная механика и техническая физика” (1960–1965 гг.) и “Проблемы машиностроения и надежности машин” (с 1996 г.).

Э.И. Григолюк много сил вкладывал в развитие отечественного машиностроения. С 1954 г. он – заместитель, с 1960 г. – председатель комиссии по прочности двигателей АН СССР (РАН), а с 1980 г. – председатель секции “Динамика и прочность автомобильных конструкций” АН СССР (РАН). Проводимые им регулярные всесоюзные и международные конференции и совещания по этим проблемам собирали многих инженеров-практиков и ученых.

Эдуард Иванович был удостоен ряда научных званий и наград: член-корреспондент АН СССР (1958 г.), профессор (1959 г.), действительный член Международной аэронавтической академии (1969 г.), академик Нью-Йоркской академии наук (1995 г.), академик Российской академии транспорта (1992 г.), лауреат Государственной премии (1975 г.), Заслуженный деятель науки Российской Федерации (1996 г.); награжден

орденами “Знак Почета” и “Дружба Народов”, медалями АН СССР и Сибирского отделения АН СССР в связи с 250-летием Академии, медалями С.П. Королева, М.М. Бондарюка, В.Н. Челомея, П.Л. Капицы, 300-летия Российского флота, 40 лет космической эры, дипломом имени В.Н. Челомея “за выдающийся вклад в создание образцов ракетно-космической техники и освоение космического пространства” (1998), а также медалью Петра I.

Талантливый инженер и ученый, Э.И. Григолюк обладал поистине энциклопедическими знаниями не только в области механики и ее приложений. История нашего отечества, философские проблемы бытия, серебряный век русской поэзии и, наконец, творчество А.С. Пушкина — вот неполный круг его духовных интересов. Э.И. Григолюк был известен как увлеченный и удачливый коллекционер и, прежде всего, собиратель книг. Собранный им библиотека содержит немало редких изданий, относящихся к XVI—XX векам, включая ряд редчайших автографов.

Огромная заслуга Эдуарда Ивановича состоит в том, что ему удалось привлечь и заинтересовать актуальными проблемами механики многих талантливых молодых людей, ставших его учениками. Он возглавлял крупную школу по механике, из которой вышло свыше 35 докторов и 80 кандидатов наук. Многие ученики Э.И. Григолюка продолжают и сейчас успешно трудиться в сфере образования и в ведущих предприятиях оборонного комплекса.

Многогранная многолетняя деятельность Э.И. Григолюка являет собой пример самоотверженного служения науке и Отечеству.

Е.А. Коган