СОДЕРЖАНИЕ

МЕХАНИКА МАШИН

Складные механизмы с интегрированными кинематическими цепями <i>А. С. Фомин, Д. В. Петелин, Б. Ли</i>	3
Об углах между подпространствами силовых винтов в механизмах параллельной структуры	
П. А. Ларюшкин	10
Механические напряжения в многослойных осесимметричных магнитных и токовых системах <i>А. К. Андреев</i>	21
Проводимость каналов сухого винтового вакуумного насоса при молекулярном режиме течения газа	21
А. А. Ласкин, А. А. Раиков, А. В. Бурмистров, С. И. Саликеев	31
НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ	
Температурные зависимости скорости реакции в трибохимической кинетике <i>А. Ю. Албагачиев, М. Е. Ставровский, М. И. Сидоров,</i> <i>А. В. Варикии, И. А. Адиевидрос</i>	27
А. Б. Гасуткин, И. А. Алексаноров Граничная смазка химически молифицированным слоем	57
И. А. Буяновский, В. Д. Самусенко, С. С. Стрельникова, Ю. И. Щербаков	46
Оценка шероховатости поверхностей деталей машин с износостойкими газотермическими покрытиями при токарной обработке <i>А А Ковалев А С Краско H В Рогов</i>	56
Обоснование посадок соединений со шпонками	50
О. А. Леонов, Н. Ж. Шкаруба, Ю. Г. Вергазова, Д. У. Хасьянова	65
Расчет прочностных и динамических характеристик реактора для выщелачивания с применением конечно-элементного анализа	70
М. Б. Прожега, Е. О. Гещиков, А. С. Арутконова, П. П. Смарнов Оптимизация конструкции прямоточной залвижки, применяемой	12
в нефтепромысловом оборудовании <i>М. С. Рагимова, Г. И. Намазова</i>	81
НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ	
Волновые гидромассажеры нового поколения Е. И. Велиев, Р. Ф. Ганиев, А. С. Корнеев, Л. Е. Украинский	88
АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ В МАШИНОСТРОЕНИИ. ИНФОРМАЦИОННАЯ СИСТЕМА ПО СВОЙСТВАМ	
Метод адаптивного управления устойчивым состоянием автоматизированной системы управления в условиях ограничения времени управляющего воздействия	

А. М. Попов, В. И. Филатов, В. А. Жулего, А. М. Бонч-Бруевич

97

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА. ДИАГНОСТИКА ИСПЫТАНИЯ

Исследование влияния температурно-скоростных режимов деформации на структуру материалов в процессе формообразования гибридных заготовок из цветных сплавов П. А. Петров, И. А. Бурлаков, Фам Ван Нгок, Нгуен Хань Тоан, Во Фан Тхань Дат, Р. Ю. Сухоруков

= МЕХАНИКА МАШИН =

УДК 621.01,62-23,1.3621.83,531.8

СКЛАДНЫЕ МЕХАНИЗМЫ С ИНТЕГРИРОВАННЫМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ ЦЕПЯМИ

© 2022 г. А. С. Фомин^{1,*}, Д. В. Петелин¹, Б. Ли²

¹Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия ²Сианьский университет Цзяотун, Сиань, Китайская Народная Республика *e-mail: alexey-nvkz@mail.ru

> Поступила в редакцию 24.07.2022 г. После доработки 11.08.2022 г. Принята к публикации 19.08.2022 г.

В статье представлены новые складные механизмы, образованные интегрированием пространственных кинематических цепей на четырехзвенное плоское основание. При этом интегрированные цепи не добавляют наложенных связей, поэтому синтезированные таким образом механизмы обладают единичной степенью подвижности. В качестве интегрированных цепей приняты двухзвенные цепи, в которых центральным шарниром является двухподвижный сферический с пальцем или торовый, а крайними шарнирами являются либо пара цилиндрических, либо сферический и вращательный. В статье представлено решение задачи кинематики складного механизма, в котором интегрированные цепи образованы сферическим, сферическим с пальцем и вращательным шарнирами.

Ключевые слова: степень свободы, кинематическая пара (шарнир), складной (развертываемый) механизм, кинематическая цепь, кинематический анализ

DOI: 10.31857/S0235711922060050

Функциональные возможности механизмов в большинстве случаев определяются конструктивными особенностями тех кинематических цепей, которые образуют их структуру. В работах [1, 2] предложен ряд механизмов для разных отраслей промышленности, в которых одновременно используются отличающиеся по структуре кинематические цепи. Комбинирование данных цепей позволяет реализовывать в механизмах увеличенные габариты рабочей зоны, смещение выходного звена относительно удаленного центра движения или его неограниченный поворот вокруг одной из осей, исключение или выход из особых (сингулярных) положений и другие принципиально важные функциональные возможности.

Кроме этого, совершенствование функциональных возможностей может быть реализовано путем разработки особой геометрии звеньев, обеспечивающих механизмам способность изменения формы и/или геометрических размеров. Такую задачу можно решить уже на начальных стадиях проектирования. Для этого механизмы могут создаваться складными, со способностью трансформирования между плоскими и пространственными конфигурациями. Для механизмов, построенных по такому принципу, можно применять методы изготовления и сборки плоских механических систем, что значительно упрощает и ускоряет процесс их создания по сравнению с аналогичными механизмами, имеющими только пространственные конфигурации. Продвинутые функциональные возможности складных механизмов позволяют создавать на их основе множество технологических устройств для различных применений, в том числе для медицины [3], робототехники [4], архитектуры [5] и иных технологических приложений [6–8].

Известен ряд алгоритмов проектирования складных механизмов, в том числе основанных на использовании поступательных шарниров [9], правильных многоугольни-



Рис. 1. Кинематические цепи, образующие структуру складных механизмов: (а) четырехзвенник; (б)–(г) двухзвенные кинематические цепи: (б) СС_ПВ, (в) СТВ, (г) ЦС_ПЦ, (д) ЦТЦ.

ков и многогранников с применением плоских [10] и сферических кинематических цепей [11]. В работе [12] предлагается алгоритм, состоящий в интегрировании плоских одноподвижных кинематических цепей в грани многогранников и сборку механизмов с использованием сферических соединений. Кроме этого, известен метод объединения плоских и пространственных кинематических цепей [13, 14], позволяющий создавать оригами-инспирированные (складные) механизмы.

В настоящей статье рассматриваются новые складные механизмы, образованные интегрированием разнотипных пространственных кинематических цепей на плоские цепи.

Способ синтеза складных механизмов. Рассмотрим применяемый способ синтеза складных механизмов. Его суть состоит в интегрировании кинематических цепей без общих наложенных связей на плоский механизм. В рамках настоящей статьи в качестве плоской цепи принят четырехзвенный механизм. В качестве интегрированных цепей предлагается использование двухзвенных цепей типа CC_ПB (сферическая–сферическая с пальцем–вращательная), СТВ (сферическая–торовая–вращательная), ЦС_ПЦ (цилиндрическая–сферическая) и ЦТЦ (цилиндрическая). На рис. 1 отдельно представлены кинематические цепи, образующие структуру предлагаемых складных механизмов.

На рис. 2 и 3 представлены модели складных механизмов, получаемые объединением четырехзвенника и пары интегрированных цепей, расположенных диагонально. С учетом того, что интегрированные цепи не накладывают никаких ограничений, синтезированные механизмы имеют одну степень подвижности. Поэтому звенья интегрированных цепей одновременно выводятся из плоскости при задании движения любому из звеньев четырехзвенника. Смещение подвижных звеньев четырехзвенника, на которых расположены цепи $CC_{\Pi}B$ и CTB осуществляется в противоположную сторону движению звеньев, с которыми сопряжены цепи ЦС_ПЦ и ЦТЦ.

Кинематический анализ складного механизма. Обратимся к исследованию кинематики складного механизма, представленного на рис. 2а. В нем с четырехзвенником сопряжены кинематические цепи СС_ПВ. Рассмотрим наиболее общий случай и примем условие, что все звенья механизма имеют разные длины. На рис. 4 представлена модель механизма с соответствующими кинематическими параметрами. Целью исследования является определение углов наклона звеньев интегрированных цепей ($\beta_1 - \beta_6$) и высот их подъема (*HH* и *EE*), а также углов четырехзвенника ($\alpha_2 - \alpha_4$) в зависимости от заданного угла поворота ведущего рычага (α_1).

Для определения параметров $\beta_1 - \beta_3$ составим векторное уравнение замкнутого контура OFEDO

$$\mathbf{l}_1 + \mathbf{l}_2 = \mathbf{l}_3 + \mathbf{l}_4. \tag{1}$$

Далее, проектируя уравнение (1) на оси Ox, Oy и Oz, получим систему уравнений

$$\begin{cases} l_{1} \cos \alpha_{1} + l_{2} \cos \beta_{2} \cos \beta_{3} = l_{3}, \\ l_{1} \sin \alpha_{1} - l_{2} \cos \beta_{2} \sin \beta_{3} = l_{4} \cos \beta_{1}, \\ l_{2} \sin \beta_{2} = l_{4} \sin \beta_{1}. \end{cases}$$
(2)



Рис. 2. Складной механизм с кинематическими цепями $CC_{\Pi}B$ (а) и CTB (б) в сложенной и разложенной конфигурациях.



Рис. 3. Складной механизм с кинематическими цепями ЦС_ПЦ (а) и ЦТЦ (б) в сложенной и разложенной конфигурациях.

Возведем уравнения системы (2) в квадрат и получим следующую систему

$$\begin{cases} l_2^2 \cos^2 \beta_2 \cos^2 \beta_3 = (l_3 - l_1 \cos \alpha_1)^2, \\ l_2^2 \cos^2 \beta_2 \sin^2 \beta_3 = (l_1 \sin \alpha_1 - l_4 \cos \beta_1)^2, \\ l_2^2 \sin^2 \beta_2 = l_4^2 \sin^2 \beta_1. \end{cases}$$
(3)

После этого сложим первые два уравнения системы (3)

$$l_{2}^{2}\cos^{2}\beta_{2}\left(\cos^{2}\beta_{3}+\sin^{2}\beta_{3}\right)=\left(l_{3}-l_{1}\cos\alpha_{1}\right)^{2}+\left(l_{1}\sin\alpha_{1}-l_{4}\cos\beta_{1}\right)^{2},$$



Рис. 4. К решению задачи кинематического исследования складного механизма с кинематическими цепями CC_ПB.

или

$$l_2^2 \cos^2 \beta_2 = (l_3 - l_1 \cos \alpha_1)^2 + (l_1 \sin \alpha_1 - l_4 \cos \beta_1)^2.$$
(4)

Далее уравнение (4) сложим с третьим уравнением системы (3) и получим следующее выражение

$$l_{2}^{2}\left(\cos^{2}\beta_{2} + \sin^{2}\beta_{2}\right) = \left(l_{3} - l_{1}\cos\alpha_{1}\right)^{2} + \left(l_{1}\sin\alpha_{1} - l_{4}\cos\beta_{1}\right)^{2} + l_{4}^{2}\sin^{2}\beta_{1},$$

или

$$l_2^2 = (l_3 - l_1 \cos \alpha_1)^2 + l_1^2 \sin^2 \alpha_1 - 2l_1 l_4 \sin \alpha_1 \cos \beta_1 + l_4^2,$$

откуда выразим параметр В1

$$\beta_1 = \arccos\left(\frac{(l_3 - l_1 \cos \alpha_1)^2 + l_1^2 \sin^2 \alpha_1 + l_4^2 - l_2^2}{2l_1 l_4 \sin \alpha_1}\right).$$

Для определения параметров β_2 и β_3 подставим полученное выражение в третье и первое уравнения системы (2) и выразим соответствующие параметры в виде

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{l_4 \sin \beta_1}{l_2}\right),$$

$$\beta_3 = \arccos\left(\frac{l_3 - l_1 \cos \alpha_1}{l_2 \cos\left(\arcsin\left(\frac{l_4 \sin \beta_1}{l_2}\right)\right)}\right)$$

Далее перейдем к определению углов поворота четырехзвенника ($\alpha_2 - \alpha_4$), которые связаны зависимостью

$$\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4 = 360^\circ, \tag{5}$$

где $\alpha_4 = \alpha_{41} + \alpha_{42}$.

Для треугольника ABC по теореме косинусов запишем

$$(l_6 + l_7)^2 = l_{AC}^2 + (l_9 + l_{10})^2 - 2l_{AC}(l_9 + l_{10})\cos\alpha_{41},$$

откуда выразим угол α_{41}

$$\alpha_{41} = \arccos\left(\frac{l_{AC}^{2} + (l_{9} + l_{10})^{2} - (l_{6} + l_{7})^{2}}{2l_{AC}(l_{9} + l_{10})}\right),$$

где параметр l_{AC} можно определить из треугольника *ОАС* по теореме косинусов

$$l_{AC} = \sqrt{(l_1 + l_5)^2 + (l_3 + l_8)^2 - 2(l_1 + l_5)(l_3 + l_8)\cos\alpha_1}$$

Угол α_{42} определим из следующего выражения

$$\alpha_{42} = \arctan\left(\frac{(l_1 + l_5)\sin\alpha_1}{(l_3 + l_8) - (l_1 + l_5)\cos\alpha_1}\right)$$

Также по теореме косинусов для треугольника ABC определим угол α₃

$$\alpha_3 = \arccos\left(\frac{(l_9 + l_{10})^2 + (l_6 + l_7)^2 - l_{AC}^2}{2(l_9 + l_{10})(l_6 + l_7)}\right).$$

Далее становится возможным определить угол α_2 из выражения (5), как

$$\alpha_2 = 360^{\circ} - (\alpha_1 + \alpha_3 + \alpha_{41} + \alpha_{42}).$$

Для того чтобы определить углы $\beta_4 - \beta_6$ во второй интегрированной цепи, составим векторное уравнение замкнутого контура *OAGHICO*

$$\mathbf{l}_1 + \mathbf{l}_5 + \mathbf{l}_6 + \mathbf{l}_{11} = \mathbf{l}_3 + \mathbf{l}_8 + \mathbf{l}_9 + \mathbf{l}_{12}.$$
 (6)

Проектируя уравнение (6) на оси *Ox*, *Oy* и *Oz*, получим следующую систему уравнений

$$\begin{cases} l_{15}\cos\alpha_1 + l_6\cos\gamma + l_{11}\cos\beta_4\sin\gamma = l_{38} - l_9\cos\alpha_4 - l_{12}\cos\beta_5\cos\beta_6, \\ l_{15}\sin\alpha_1 + l_6\sin\gamma - l_{11}\cos\beta_4\cos\gamma = l_9\sin\alpha_4 + l_{12}\cos\beta_5\sin\beta_6, \\ l_{11}\sin\beta_4 = l_{12}\sin\beta_5, \end{cases}$$
(7)

где $l_{15} = l_1 + l_5$, $l_{38} = l_3 + l_8$, γ – угол между звеном *AB* и осью *Ox*.

В каждом из уравнений системы (7) перенесем в левую часть слагаемые, содержащие параметр β_4

$$\begin{cases} l_{11}\cos\beta_4\sin\gamma = l_{38} - l_9\cos\alpha_4 - l_{15}\cos\alpha_1 - l_6\cos\gamma - l_{12}\cos\beta_5\cos\beta_6, \\ l_{11}\cos\beta_4\cos\gamma = -l_9\sin\alpha_4 + l_{15}\sin\alpha_1 + l_6\sin\gamma - l_{12}\cos\beta_5\sin\beta_6, \\ l_{11}\sin\beta_4 = l_{12}\sin\beta_5. \end{cases}$$
(8)

Далее произведем замену: $a = l_{38} - l_9 \cos \alpha_4 - l_{15} \cos \alpha_1 - l_6 \cos \gamma$, $b = -l_9 \sin \alpha_4 + l_{15} \sin \alpha_1 + l_6 \sin \gamma$. С учетом замены преобразуем систему (8), возведя обе части ее уравнений в квадрат

$$\begin{cases} (l_{11}\cos\beta_4\sin\gamma - a)^2 = l_{12}^2\cos^2\beta_5\cos^2\beta_6, \\ (l_{11}\cos\beta_4\cos\gamma - b)^2 = l_{12}^2\cos^2\beta_5\sin^2\beta_6, \\ l_{11}^2\sin^2\beta_4 = l_{12}^2\sin^2\beta_5. \end{cases}$$
(9)

Сложим уравнения левой и правой частей и, преобразовав с учетом основного тригонометрического тождества, получим следующее выражение

$$(l_{11}\cos\beta_4\sin\gamma - a)^2 + (l_{11}\cos\beta_4\cos\gamma - b)^2 - l_{11}^2\cos^2\beta_4 = l_{12}^2 - l_{11}^2.$$
(10)

Произведем замену $l_{11} \cos \beta_4 = k$ и перепишем уравнение (10) в виде

$$(k\sin\gamma - a)^{2} + (k\cos\gamma - b)^{2} - k^{2} = l_{12}^{2} - l_{11}^{2},$$

откуда

$$-2k(a\sin\gamma + b\cos\gamma) = l_{12}^2 - l_{11}^2 - a^2 - b^2.$$

С учетом обратной замены $k = l_{11} \cos \beta_4$ получим следующее выражение

$$2l_{11}\cos\beta_4 \left(a\sin\gamma + b\cos\gamma\right) = a^2 + b^2 + l_{11}^2 - l_{12}^2$$



Рис. 5. Результаты расчета кинематических параметров складного механизма: (а) углов $\beta_1 - \beta_3$ (диаграммы *1-3*) и смещения *EE* (диаграмма 4); (б) углов $\beta_4 - \beta_6$ (диаграммы 5–7) и смещения *HH* (диаграмма 8).

откуда выразим β₄ в виде

$$\beta_4 = \arccos\left(\frac{a^2 + b^2 + l_{11}^2 - l_{12}^2}{2l_{11}(a\sin\gamma + b\cos\gamma)}\right).$$

Высоту подъема центрального шарнира интегрированной цепи можно определить, как $EE' = l_4 \sin \beta_1 = l_2 \sin \beta_2$ и $HH' = l_{11} \sin \beta_4 = l_{12} \sin \beta_5$. Значения углов β_5 и β_6 можно найти из системы уравнений (9). Для численного расчета были заданы значения угла поворота α_1 ведущего рычага и следующие длины звеньев: $l_1 = 129$ мм, $l_2 = 130$ мм, $l_3 = 125$ мм, $l_4 = 132$ мм, $l_5 = 135$ мм, $l_6 = 168$ мм, $l_7 = 122$ мм, $l_8 = 155$ мм, $l_9 = 164$ мм, $l_{10} = 128$ мм, $l_{11} = 126$ мм, $l_{12} = 123$ мм. На рис. 5 представлены результаты расчета углов $\beta_1 - \beta_6$ и смещений *EE* и *HH*.

Следует отметить, что в данном разделе мы рассмотрели обобщенный случай, когда длины всех звеньев механизма разные. При соблюдении равенства длин звеньев интегрированных цепей и длин звеньев четырехзвенника расчет значительно упрощается, т.к. в таком случае достаточно рассчитать контур механизма с одной интегрированной кинематической цепью.

Заключение. В проведенном исследовании были представлены новые складные механизмы, образованные интегрированием пространственных кинематических цепей на плоскую цепь. При этом пространственные цепи выполнены двухзвенными, звенья которых сопряжены между собой сферическим с пальцем или тороидальным шарниром, а со звеньями плоской цепи — либо парой цилиндрических шарниров, либо сферическим и вращательным шарнирами. Проведен кинематический анализ складного механизма, где в качестве интегрированных цепей использованы цепи со сферическим, сферическим с пальцем и вращательным шарнирами. Определены углы наклона звеньев плоской и пространственных цепей, а также высоты подъема центральных шарниров интегрированных цепей. Данное исследование может быть продолжено в направлении анализа кинематики остальных складных механизмов, представленных в статье.

ФИНАНСИРОВАНИЕ

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 21-79-10409, https://rscf.ru/project/21-79-10409/.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Ganiev R.F., Glazunov V.A., Filippov G.S. Urgent problems of machine science and ways of solving them: wave and additive technologies, the machine tool industry, and robot surgery // J. of Machinery Manufacture and Reliability. 2018. V. 47. P. 399. https://doi.org/10.3103/S1052618818050059
- Veliev E.I., Ganiev R.F., Glazunov V.A., Filippov G.S. Promising minimally invasive robotic surgical complexes with parallel structure // Doklady Physics. 2020. V. 65. P. 409. https://doi.org/10.1134/S1028335820110099
- Yim S., Sitti M. Design and analysis of a magnetically actuated and compliant capsule endoscopic robot // Proceedings of the IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation (ICRA). 2011. P. 4810. https://doi.org/10.1109/ICRA.2011.5979819
- 4. Hoffman K.L., Wood R.J. Myriapod-like ambulation of a segmented microrobot // Autonomous Robots. 2011. V. 31. P. 103. https://doi.org/10.1007/s10514-011-9233-4
- 5. *Garcia-Mora C.J., Sanchez-Sanchez J.* Geometric method to design bistable and non-bistable deployable structures of straight scissors based on the convergence surface // Mechanism and Machine Theory. 2020. V. 146. P. 1.
- https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2019.103720
- *Zhao J.S., Chu F.L., Feng Z.J.* The mechanism theory and application of deployable structures based on SLE // Mechanism and Machine Theory. 2009. V. 44. P. 324. https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2008.03.014
- Gan W.W., Pellegrino S. Numerical approach to the kinematic analysis of deployable structures forming a closed loop // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: J. of Mechanical Engineering Science. 2006. V. 220 (7). P. 1045. https://doi.org/10.1243/09544062JMES245
- Huang H., Deng Z., Li B. Mobile assemblies of large deployable mechanisms // J. of Space Engineering. 2012. V. 5. Iss. 1. P. 1. https://doi.org/10.1299/spacee.5.1
- Agrawal S.K., Kumar S., Yim M. Polyhedral single degree-of-freedom expanding structures: design and prototypes // J. of Mechanical Design. 2002. V. 124 (9). P. 473. https://doi.org/10.1115/1.1480413
- Kiper G., Söylemez E., Ozgür Kisisel A.U. A family of deployable polygons and polyhedral // Mechanism and Machine Theory. 2008. V. 43. Iss. 5. P. 627. https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2007.04.011
- Deng Z., Huang H., Li B., Liu R. Synthesis of deployable/foldable single loop mechanisms with revolute joints // J. Mechanisms Robotics. 2011. V. 3 (3). P. 1. https://doi.org/10.1115/1.4004029
- Gosselin C.M., Gagnon-Lachance D. Expandable polyhedral mechanisms based on polygonal onedegree-of-freedom faces // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: J. of Mechanical Engineering Science. 2006. V. 220. P. 1011. https://doi.org/10.1243/09544062JMES174
- Wei G., Dai J.S. Origami-inspired integrated planar-spherical overconstrained mechanisms // J. of Mechanical Design. 2014. V. 136. Iss. 5. P. 1. https://doi.org/10.1115/1.4025821
- 14. Fomin A.S., Antonov A.V. Mobility analysis of foldable mechanisms using screw theory // Russian Engineering Research. 2022. V. 42. P. 250. https://doi.org/10.3103/S1068798X22030066

= МЕХАНИКА МАШИН ==

УДК 531.8,621.01

ОБ УГЛАХ МЕЖДУ ПОДПРОСТРАНСТВАМИ СИЛОВЫХ ВИНТОВ В МЕХАНИЗМАХ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ

© 2022 г. П.А. Ларюшкин

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия e-mail: pav.and.lar@gmail.com

> Поступила в редакцию 25.05.2022 г. После доработки 18.07.2022 г. Принята к публикации 19.08.2022 г.

В статье рассматривается возможность теоретического анализа близости к особым положениям механизмов параллельной структуры в случае, когда группа всех силовых винтов механизма включает линейно зависимые винты. Предлагается рассматривать отдельные группы силовых винтов в качестве подпространств шестимерного линейного пространства. В этом случае критерием близости к особому положению может выступать значение угла между указанными подпространствами. Отмечена связь данного угла со значением обобщенной реакции, сопоставляемой соответствующему силовому винту. На примере 4-RRR механизма, показано, что данная мера является непрерывной, в отличие от ранга матрицы силовых винтов, который изменяется только непосредственно в особом положении.

Ключевые слова: механизмы параллельной структуры, степень свободы, особые положения, винтовое исчисление, жесткость, точность, технологии **DOI:** 10.31857/S0235711922060062

Механизмы параллельной структуры находят все большее распространение в различных областях техники и технологии. В частности, технологические машины, механическая часть которых основана на механизмах данного класса, включают [1]: манипуляционные устройства (в том числе для работы в агрессивных средах), устройства ориентации, технологическое оборудование механообрабатывающего производства, медицинское оборудование, авиатренажеры и др.

Одним из главных недостатков механизмов параллельной структуры является существование так называемых особых (сингулярных) положений внутри их рабочих зон. При попадании выходного звена в точку, соответствующую такому положению, происходит мгновенное изменение подвижности механизма: возможна потеря степени свободы выходным звеном или приобретение им неконтролируемой подвижности [2]. Поэтому исследования в данной области, в частности построение сингулярных зон механизма, синтез механизмов (в том числе *l*-координатных), не имеющих особых положений и т.д. являются весьма актуальным [3–6]. К настоящему времени учеными и исследователями разработаны и опробованы различные подходы к классификации и анализу особых положений [7–11], каждый из которых обладает своими достоинствами и недостатками.

Помимо собственно особых положений, отдельную проблему представляет близость к ним. Так, вблизи особых положений возможно увеличение нагрузки на элементы и приводы механизма, потеря жесткости и точности позиционирования, возникновение нежелательных вибраций. Все это побудило исследователей к разработке различного рода критериев (мер) близости к особым положениям [12–18]. Как и в случае с математическими критериями собственно особых положений, применимость данных мер во многом зависит от задач анализа механизма. Часть критериев близости к особым положениям не обладает ясным физическим смыслом и больше подходит для фундаментального анализа разрабатываемых кинематических схем механизмов. В то же время другую часть, напрямую связанную с измеримыми характеристиками манипулятора, можно использовать при непосредственном проектировании устройств на базе рассматриваемых схем [19].

В настоящей статье в качестве одного из возможных критериев близости к особым положениям предлагается рассматривать значение угла между подпространствами шестимерного линейного (векторного) пространства, порожденного силовыми винтами механизма. Этот критерий можно применить при анализе близости к особым положениям методами, основанными на винтовом исчислении.

Силовые винты механизмов. Приведем краткие сведения из винтового исчисления, касающиеся уравновешивания внешней нагрузки на механизм [20]. Пусть в какомлибо пространственном механизме параллельной структуры на его выходное звено действует внешняя нагрузка, задаваемая силовым винтом $\mathbf{p} = (\mathbf{f}, \mathbf{m})$, где \mathbf{f} – вектор внешней силы, \mathbf{m} – вектор внешнего момента. Такая нагрузка будет уравновешиваться силовыми винтами, действующими со стороны кинематических цепей механизма

$$\sum_{i=1}^{N} r_i \cdot \mathbf{w}_i = \mathbf{p},\tag{1}$$

где \mathbf{w}_i — единичный силовой винт, действующий со стороны цепи; r_i — соответствующая ему обобщенная реакция; N — количество силовых винтов цепей. При этом силовые винты \mathbf{w}_i могут характеризовать как постоянные связи, накладываемые цепями на выходное звено (винты связей), так и связи, возникающие только при остановке приводов механизма (приводные винты). Тип силового винта (связи или приводной) в данном случае значения не имеет.

Любые винты, как силовые, так и кинематические, представляют собой геометрический образ, включающий два трехмерных вектора [20]. На практике винты представляют в виде вектора с шестью Плюккеровыми координатами, причем первые три называются векторной частью винта, а вторые — моментной. Физически, векторная и моментная часть имеют разную природу: у кинематического винта это угловая и линейная скорости, а у силового — сила и момент силы соответственно. Рассмотрение винта в качестве шестимерного вектора, а не взаимосвязанной пары двух трехмерных векторов приводит к потере упомянутого физического смысла его компонентов. Однако, подобно тому, как комплексные числа могут использоваться при промежуточных вычислениях в задачах, решение которых должно быть действительным числом, рассмотрение винтов в качестве шестимерных векторов в определенных ситуациях может быть полезным и удобным.

При рассмотрении винта в качестве шестимерного вектора удобно использовать формализм и методы линейной алгебры. В этом случае винты одного типа (кинематические или силовые) могут считаться элементами шестимерного линейного пространства \mathbb{R}^6 , т.е. группу винтов \mathbb{W} , включающую все винты \mathbf{w}_i , можно рассматривать в качестве линейного пространства, порожденного этими винтами. Физический смысл размерности пространства \mathbb{W} при этом сохраняется: если количество линейно независимых силовых винтов \mathbf{w}_i меньше шести (т.е. dim(\mathbb{W}) < 6), то выходное звено механизма будет иметь неконтролируемую мгновенную подвижность. В таком случае говорят о попадании механизма либо в особое положение типа 2 по классификации X. Анжелеса и K. Госслена [7], либо в особое положение, характеризующееся вырождением связей (англ. constraint singularity) [21]. Конкретный вид особого положения за-

висит от характера вырождения винтов с учетом их типа (винты связи или приводные винты). Если же механизм не находится в особом положении и функционирует корректно, то размерность пространства **W** будет равна шести. Таким образом, очевидно, что количество винтов \mathbf{w}_i в работоспособном механизме в неособом положении должно быть больше, либо равно шести.

Для начала кратко рассмотрим последовательность анализа близости к особым положениям при отсутствии линейной зависимости между силовыми винтами [17] т.е. будем считать, что N = 6. Выделим некоторую пятичленную группу силовых винтов \mathbf{W}_1 . С точки зрения линейной алгебры, \mathbf{W}_1 – линейное подпространство пространства \mathbf{W} (dim(\mathbf{W}) = 6), порожденное пятью винтами \mathbf{w}_i . Тогда уравнение (1) можно переписать в виде

$$\sum_{j=1}^{5} \mathbf{r}_{1,j} \cdot \mathbf{w}_{1,j} + \mathbf{r}_{i} \cdot \mathbf{w}_{i} = \mathbf{p},$$
⁽²⁾

где $\mathbf{w}_{1, i}$ – силовой винт, входящий в \mathbf{W}_1 ; $r_{1, i}$ – соответствующая обобщенная реакция.

Очевидно, что всего существует шесть способов выделить один винт \mathbf{w}_i , и, соответственно, шесть возможных подпространств \mathbf{W}_1 . Известно, что при приближении к особому положению будет возрастать как минимум одна из обобщенных реакций r_i . Это утверждение эквивалентно по своей сути тому, что угол между как минимум одним силовым винтом \mathbf{w}_i и подпространством \mathbf{W}_1 , будет уменьшаться. При этом алгоритм расчета значения упомянутой реакции весьма относительно прост [22]. Пусть τ_1 – кинематический винт, взаимный любому силовому винту из \mathbf{W}_1

$$\mathbf{\tau}_1 \circ \mathbf{w}_{1,i} = 0 \quad \forall \mathbf{w}_{1,i} \in \mathbf{W}_1, \tag{3}$$

где "°" обозначает относительный момент [23] кинематического и силового винтов.

Поскольку dim(\mathbf{W}_1) = 5, выражение (3) является достаточным для определения единственного с точностью до множителя кинематического винта $\mathbf{\tau}_1$. На практике найти координаты винта $\mathbf{\tau}_1$ можно, например, путем вычисления ортогонального дополнения матрицы координат силовых винтов, порождающих \mathbf{W}_1 , любым из известных методов линейной алгебры. Кроме того, взаимность указанного кинематического винта всем силовым винтам из \mathbf{W}_1 позволяет исключить первое слагаемое левой части уравнения (2)

$$\boldsymbol{r}_i \cdot \boldsymbol{w}_i \circ \boldsymbol{\tau}_1 = \boldsymbol{p} \circ \boldsymbol{\tau}_1. \tag{4}$$

Соответственно, обобщенную реакцию r_i можно легко определить из выражения (4).

Теперь рассмотрим случай, при котором N > 6. Тогда для части силовых винтов \mathbf{w}_i будет иметь место линейная зависимость, поскольку размерность пространства любых (силовых или кинематических) винтов не может превышать шести. Исходную группу силовых винтов \mathbf{W} можно некоторым конечным числом способов выделить две группы \mathbf{W}_1 и \mathbf{W}_2 таким образом, что одна из них будет пятичленной. Иными словами, \mathbf{W}_1 и \mathbf{W}_2 можно рассматривать как два подпространства, при этом размерность одного из них будет равна пяти. Однако в отличие от случая, когда N = 6, размерность второго подпространства при этом не обязательно будет равна единице. Этот факт легко проиллюстрировать на следующей аналогии. Пусть в трехмерном Евклидовом пространстве имеется четыре вектора, причем среди них нет коллинеарных, а также не существует плоскости, проходящей через три любых вектора (рис. 1).

Очевидно, что четыре указанных вектора можно разделить на две группы, в каждой из которой будет по два вектора, например \mathbf{a}_1 , \mathbf{a}_2 и \mathbf{a}_3 , \mathbf{a}_4 . При этом размерность подпространства в \mathbb{R}^3 , порождаемого каждой группой векторов, будет равна двум (два



Рис. 1. Четыре вектора в трехмерном пространстве.

вектора задают плоскость), что на единицу меньше размерности Евклидова пространства, в котором находятся данные вектора.

Уравнение (1) с учетом выделения из пространства силовых винтов W подпространств W_1 и W_2 можно записать как

$$\sum_{j=1}^{N_1} r_{1,j} \cdot \mathbf{w}_{1,j} + \sum_{k=1}^{N_2} r_{2,k} \cdot \mathbf{w}_{2,k} = \mathbf{p},$$
(5)

где N_1 , N_2 – количество силовых винтов \mathbf{w}_i , попадающих в подпространство \mathbf{W}_1 и \mathbf{W}_2 соответственно; $\mathbf{w}_{1,j}$, $\mathbf{w}_{2,k}$ – собственно силовые винты, принадлежащие указанным подпространствам; $r_{1,j}$, $r_{2,k}$ – соответствующие этим винтам обобщенные реакции.

Без потери общности будем считать, что пяти будет равна размерность подпространства W_1 . Тогда, как и в случае с N = 6 можно найти единственный с точностью до множителя кинематический винт τ_1 с помощью выражения (3). Тогда, с учетом взаимности винта τ_1 всем винтам подпространства W, выражение (5) примет вид

$$\sum_{k=1}^{N_2} \mathbf{r}_{2,k} \cdot \mathbf{w}_{2,k} \circ \mathbf{\tau}_1 = \mathbf{p} \circ \mathbf{\tau}_1.$$
(6)

Заменим линейную комбинацию в левой части выражения (6) некоторым винтом $w_{2\Sigma}$ с соответствующей обобщенной реакцией $r_{2\Sigma}$

$$\mathbf{r}_{2\Sigma} \cdot \mathbf{w}_{2\Sigma} \circ \mathbf{\tau}_1 = \mathbf{p} \circ \mathbf{\tau}_1. \tag{7}$$

Из выражений (4) и (7) видно, что максимальное значение обобщенной реакции r_i или $r_{2\Sigma}$ соответствует такому направлению силового винта внешней нагрузки **р**, при котором его координаты пропорциональны координатам винта τ_1 следующим образом:

$$\mathbf{p} \propto \begin{pmatrix} \mathbf{0}_3 & \mathbf{I}_3 \\ \mathbf{I}_3 & \mathbf{0}_3 \end{pmatrix} \cdot \boldsymbol{\tau}_1, \tag{8}$$

где $\mathbf{0}_3$ — матрица 3 × 3, заполненная нулями; \mathbf{I}_3 — единичная матрица 3 × 3. Условие (8), по сути, означает, что винт **р** ортогонален \mathbf{W}_1 .

Если N = 6, то силовой винт **w**_i известен. Соответственно, для заданной нормы внешней нагрузки $\|\mathbf{p}\|$ можно рассчитать наибольшее возможное значение обобщенной реакции r_i , которое затем можно пересчитать в реакции в опорах, усилия в приводах и т.д. [17]. В свою очередь указанные параметры могут служить критериями близости к особым положениям механизма.

При N > 6 винт $\mathbf{w}_{2\Sigma}$ не определен — в качестве такого винта может выступать любая линейная комбинация винтов, принадлежащих подпространству \mathbf{W}_2 . Более того, указанный винт теоретически может принадлежать \mathbf{W}_1 . Эту возможность легко продемонстрировать на рассмотренном ранее примере с четырьмя векторами в трехмерном Евклидовом пространстве (рис. 1). Плоскости, образованные векторами \mathbf{a}_1 , \mathbf{a}_2 и \mathbf{a}_3 , \mathbf{a}_4 пересекаются, поэтому существует такая линейная комбинация, векторов \mathbf{a}_3 , \mathbf{a}_4 , которая будет лежать на линии пересечения плоскостей, а значит и в плоскости \mathbf{a}_1 , \mathbf{a}_2 .

Очевидно, что если бы винт $\mathbf{w}_{2\Sigma}$ попадал в пересечение подпространств \mathbf{W}_1 и \mathbf{W}_2 , то размерность пространства всех винтов механизма была бы равна пяти, что невозможно физически, поскольку существуют ненулевые силовые винты, способные воспринимать нагрузку в направлении, ортогональном W₁. Пусть силовой винт **р** удовлетворяет условию (8), т.е. не может быть воспринят винтами, входящими в W_1 . Тогда, исходя из принципа наименьшего сопротивления, и при допущении, что кинематические цепи считаются абсолютно жесткими, можно предположить, что линейная комбинация винтов подпространства W_2 будет такой, чтобы значение реакции r_{25} было минимально возможным. Тогда очевидно, что чем меньше угол между винтом р и пространством W_2 , тем меньшее значение будет иметь обобщенная реакция $r_{2\Sigma}$. В то же время, при приближении к особому положению этот угол будет увеличиваться, а угол между подпространствами W_1 и W_2 – уменьшаться. Таким образом, угол между указанными подпространствами может служить критерием близости к особым положениям. Такая мера близости к особым положениям и отвечает требованиям, сформулированным Ф. Волглевидом [18]: ее значение положительно вне особых положений и равно нулю в особом положении и только в нем.

Пример расчета. В качестве примера рассмотрим хорошо известный плоский механизм в исполнении 4-RRR (рис. 2).

Механизм имеет четыре цепи, каждая из которых состоит из трех последовательных вращательных шарниров A_i , B_i , C_i , оси которых параллельных друг другу и оси z неподвижной системы координат *Охуz*. Выходное звено (точка *D*) имеет три степени свободы: два перемещения в плоскости, *Оху* и поворот вокруг оси, проходящей через *D* и параллельной *Oz*. Приводными являются первые пары (A_i) в каждой цепи. Наличие четырех кинематических цепей дает механизму приводную избыточность.

Приведем краткие сведения о винтах механизма, начав с кинематических \mathbf{t}_{Ai} , \mathbf{t}_{Bi} , \mathbf{t}_{Ci} (рис. 3).

Все винты являются винтами нулевого параметра с осью, направленной параллельно оси *Oz*. Принимая точку *O* в качестве точки приведения винтов, запишем их Плюккеровы координаты

$$\mathbf{t}_{Ai} = [0, 0, 1, y_{Ai}, -x_{Ai}, 0],
\mathbf{t}_{Bi} = [0, 0, 1, y_{Bi}, -x_{Bi}, 0],
\mathbf{t}_{Ci} = [0, 0, 1, y_{Ci}, -x_{Ci}, 0],$$
(9)

где x_{Ai} , y_{Ai} , x_{Bi} , y_{Bi} , x_{Ci} , y_{Ci} – координаты x и y точек A, B и C *i*-й кинематической цепи соответственно.



Рис. 2. Схема плоского 4-RRR механизма.



Рис. 3. Единичные кинематические винты шарниров механизма.

Для каждой цепи будет существовать три силовых винта связи \mathbf{w}_{cb} , взаимных кинематическим винтам цепи. Из (9) легко видеть, что винты связи для всех кинематических цепей будут одинаковы и будут иметь координаты

$$\mathbf{w}_{CB}^{ox} = [0, 0, 0, 1, 0, 0],
\mathbf{w}_{CB}^{oy} = [0, 0, 0, 0, 1, 0],
\mathbf{w}_{CB}^{z} = [0, 0, 1, 0, 0, 0].$$
(10)

В выражении (10) винты \mathbf{w}_{cB}^{ox} и \mathbf{w}_{cB}^{oy} запрещают вращение выходного звена вокруг осей, параллельных *Ox* и *Oy* соответственно, а винт \mathbf{w}_{cB}^{z} запрещает линейное перемещение вдоль оси *Oz*.

Также в каждой *i*-й цепи будет существовать один приводной силовой винт \mathbf{w}_{ai} , взаимный кинематическим винтам \mathbf{t}_{Bi} , \mathbf{t}_{Ci} и не входящим в подпространство винтов свя-



Рис. 4. Вид механизма сверху: (а) — произвольное положение, не являющееся особым; (б) — особое положение типа 2.

зей, порождаемое винтами (10). Такой винт будет иметь нулевой параметр, а его ось будет направлена вдоль звена $B_i C_i$. Координаты винта можно записать как

$$\mathbf{w}_{ai} = \left[x_C - x_B, y_C - y_B, 0, 0, 0, y_B(x_B - x_C) - x_B(y_B - y_C)\right].$$
(11)

Таким образом, в рассматриваемом механизме имеется три силовых винта связи и четыре приводных винта, т.е. общее количество силовых винтов равно семи.

Перейдем теперь непосредственно к рассмотрению механизма со следующими размерами: $A_iB_i = B_iC_i = 0.25$ м; точки A_i расположены в углах квадрата со стороной 0.6 м и центром в точке O, выходное звено также представляет собой квадрат со стороной 0.1 м. Для каждой кинематической цепи механизма существует два возможных решения обратной задачи о положениях, соответственно для всего механизма таких решений, называемых также "сборками", в общем случае существует шестнадцать. Рассмотрим такую сборку, при которой возможно попадание механизма в особое положение (рис. 4).

Механизм находится в особом положении (рис. 46), если его выходное звено находится в точке с координатами x = 0, y = 0 при угле поворота платформы также равном нулю. В этом случае все звенья B_iC_i параллельны друг другу и оси Oy, а значит, исходя из (11), первая компонента всех винтов \mathbf{w}_{ai} будет равна нулю. Таким образом, произойдет вырождение подпространства, образованного данными винтами, а выходное звено получит возможность неконтролируемого перемещения вдоль оси Ox.

Поскольку соседние положения выходного звена особыми являться не будут, для демонстрации рассмотрим движение выходного звена из точки с координатой x = -0.1 в точку с координатой x = 0.1 при постоянном значении y = 0 и неизменной ориентации платформы с нулевым углом поворота.

Как можно видеть из (10) и (11) подпространство винтов связей всегда постоянно, поэтому при разделении пространства винтов механизма на подпространства W_1 и W_2 логично поступить следующим образом: в подпространство W_1 включить все три вин-



Рис. 5. Изменение угла между подпространствами \mathbf{W}_1 и \mathbf{W}_2 : $I - \mathbf{W}_2 = \text{span}\{\mathbf{w}_{a1}, \mathbf{w}_{a2}\}; 2 - \mathbf{W}_2 = \text{span}\{\mathbf{w}_{a1}, \mathbf{w}_{a3}\}; 3 - \mathbf{W}_2 = \text{span}\{\mathbf{w}_{a1}, \mathbf{w}_{a4}\}.$

та связей и два любых приводных винта, а в подпространство W_2 – да оставшихся приводных винта. Можно видеть, что в таком случае существует шесть возможных неповторяющихся пар винтов w_{ai} , т.е. подпространство W_2 можно сформировать следующими шестью возможными комбинациями винтов w_{ai} :

$$\mathbf{W}_{2} = \operatorname{span} \{ \mathbf{w}_{a1}, \mathbf{w}_{a2} \}, \quad \mathbf{W}_{2} = \operatorname{span} \{ \mathbf{w}_{a1}, \mathbf{w}_{a3} \}, \quad \mathbf{W}_{2} = \operatorname{span} \{ \mathbf{w}_{a1}, \mathbf{w}_{a4} \}, \\ \mathbf{W}_{2} = \operatorname{span} \{ \mathbf{w}_{a2}, \mathbf{w}_{a3} \}, \quad \mathbf{W}_{2} = \operatorname{span} \{ \mathbf{w}_{a2}, \mathbf{w}_{a4} \}, \quad \mathbf{W}_{2} = \operatorname{span} \{ \mathbf{w}_{a3}, \mathbf{w}_{a4} \}.$$
(12)

При этом важно отметить, что поскольку вырождение пространства винтов всего механизма происходит только за счет винтов \mathbf{w}_{ai} , первая строка выражения (12), по сути, эквивалентна второй. Действительно, при рассмотрении, например, пары винтов \mathbf{w}_{a1} и \mathbf{w}_{a2} в качестве порождающих для подпространства \mathbf{W}_2 , в подпространство \mathbf{W}_1 будут включены винты \mathbf{w}_{a3} и \mathbf{w}_{a4} , и наоборот. Но поскольку винты связей всегда неизменны и всегда ортогональны винтам \mathbf{w}_{ai} , угол между подпространствами \mathbf{W}_1 и \mathbf{W}_2 будет зависеть только от выбора пары винтов \mathbf{w}_{ai} . Поэтому вне зависимости от того, какая из указанных выше пар войдет в подпространство \mathbf{W}_1 , а какая будет порождать пространство \mathbf{W}_2 , результат расчета угла между подпространствами \mathbf{W}_1 и \mathbf{W}_2 будет одинаков.

На рис. 5 представлены графики изменения значения угла γ между подпространствами \mathbf{W}_1 и \mathbf{W}_2 для вариантов, представленных в первой строке выражения (12). Расчет значений углов проводился в среде MATLAB с помощью встроенной функции *subspace*(...), использующей известные методы [24, 25].

Можно видеть, что в двух из трех возможных вариантах разбиения пространства винтов на подпространства W_1 и W_2 угол γ оказывается равным нулю при x = 0. При этом характер изменения вариантов 2 и 3 кардинально различается. В первом случае наблюдается рост значения угла γ практически до максимального значения, равного 90°, который затем сменяется его резким уменьшением при приближении к x = 0. Возможность такого поведения для другого параметра (определителя матрицы Якоби), позволяющего оценивать близость к особым положениям, упоминалась, в частности, Ж.-П. Мерле [26]. Во втором же случае отмечается плавное уменьшение значения угла γ на всем протяжении анализируемой траектории.

Поскольку для возникновения особого положения достаточно равенства нулю угла между подпространствами W_1 и W_2 хотя бы для одного варианта распределения силовых винтов по указанным подпространствам, для оценки близости к особому положению целесообразно рассматривать в каждой точке минимальное из всех рассчитанных значение угла γ

$$\gamma_{\min} = \min\left(\gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_m\right),\tag{13}$$

где *m* — количество возможных способов распределения силовых винтов механизма на подпространства \mathbf{W}_1 и \mathbf{W}_2 .

Для рассмотренного примера такой подход будет означать, что вблизи точки x = 0 в качестве расчетного значения γ_{\min} необходимо рассматривать значение угла γ , вычисленное для третьего варианта формирования W_2 , а при удалении от данной точки – для первого варианта.

Значение угла γ напрямую связано со значением обобщенной реакции $r_{2\Sigma}$. Учитывая (8) и (3), а также полагая, что силовой винт $\mathbf{w}_{2\Sigma}$ является единичным, можно записать выражение (7) как

$$r_{2\Sigma} \cdot \sin \gamma_{\min} = \|\mathbf{p}\|. \tag{14}$$

Евклидова норма в данном случае лишена физического смысла, т.к. р включает две разные по физической сути величины (силу и момент силы). Однако компоненты р могут быть нормализованы отдельно друг от друга, что было показано в работе [17]. Рассчитанное согласно (14) значение обобщенной реакции $r_{2\Sigma}$ будет представлять собой своего рода "наихудший" возможный случай распределения нагрузки между частью силовых винтов при наличии линейной зависимости в пространстве силовых винтов всего механизма. При отсутствии же линейной зависимости описанный метод эквивалентен представленному в работе [17]. Основным достоинством метода, представленного в настоящей статье, является возможность непрерывного анализа близости к особым положениям, что невозможно при рассмотрении только ранга матрицы силовых винтов механизма [27]. В качестве недостатка можно отметить, что рассмотренный критерий сам по себе не имеет физического смысла и больше подходит для академических исследований, а не для использования при непосредственном конструировании конкретных устройств на базе механизмов параллельной структуры. За счет показанной связи с обобщенной реакцией, этот недостаток может быть скомпенсирован, однако в таком случае потребуется расчет жесткости элементов механизма с целью уточнения распределения внешней нагрузки по линейно зависимым силовым винтам.

Заключение. В настоящей статье рассмотрена возможность анализа близости к особым положениям механизмов параллельной структуры с использованием в качестве критерия близости минимального значения угла между двумя подпространствами силовых винтов механизма. Теоретические выкладки, показывают, что данный критерий можно использовать для механизмов, в которых суммарное число силовых винтов связи и приводных винтов больше шести. Указанный угол имеет нулевое значение в особом положении механизма и значения, большие нуля, в остальных положениях. В качестве примера был рассмотрен плоский 4-RRR механизм с приводной избыточностью. В результате расчетов была продемонстрирована возможность использования предложенного критерия и показана его связь с обобщенными реакциями механизма.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Глазунов В.А. Механизмы параллельной структуры и их применение: робототехнические, технологические, медицинские, обучающие системы. Москва-Ижевск: Ижевский институт компьютерных исследований, 2018. 1036 с.
- 2. *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.
- Глазунов В.А., Рашоян Г.В., Алешин А.К. и др. Особенности сингулярных положений пространственных *l*-координатных механизмов параллельной структуры // Передача, прием, обработка и отображение информации о быстропротекающих процессах: Сборник статей, Сочи, 01–10 октября 2018 г. С. 250.
- 4. *Рашоян Г., Алешин А., Скворцов С. и др.* Задачи кинематического анализа и особых положений механизмов роботов параллельной структуры // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2018. № 4. С. 11.
- 5. Рашоян Г.В., Шалюхин К.А., Алешин А.К. Анализ кинематики механизма параллельной структуры со свойствами кинематической развязки // Вестник научно-технического развития. 2018. № 1 (125). С. 32.
- 6. Алешин А.К., Глазунов В.А., Рашоян Г.В., Оффер Ш. Анализ кинематических винтов, определяющих топологию сингулярных зон роботов параллельной структуры // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2016. № 4. С. 3.
- 7. *Gosselin C.M., Angeles J.* Singularity analysis of closed-loop kinematic chains // IEEE Transactions on Robotics and Automation. 1990. V. 6 (3). P. 281.
- 8. *Zlatanov D., Fenton R.G., Benhabib B.* A Unifying Framework for Classification and Interpretation of Mechanism Singularities // ASME J. of Mechanical Design. 1995. V. 117 (4). P. 566.
- Bohigas O., Zlatanov D., Manubens M., Ros L. On the Numerical Classification of the Singularities of Robot Manipulators // Proceedings of the ASME 2012 Int. Design Engineering Technical Conf. and Computers and Information in Engineering Conf. Volume 4: 36th Mechanisms and Robotics Conference, Parts A and B. Chicago, Illinois, USA. August 12–15, 2012. P. 1287.
- Slavutin M., Shai O., Sheffer A., Reich Y. A Novel Criterion for Singularity Analysis of Parallel Mechanisms // Mechanism and Machine Theory. 2019. V. 137. P. 459.
- Chen X., Liu X.-J., Xie F. Screw Theory Based Singularity Analysis of Lower-Mobility Parallel Robots considering the Motion/Force Transmissibility and Constrainability // Mathematical Problems in Engineering. 2015. V. 2015. 487956.
- 12. Gosselin C.M., Angeles J. A global performance index for the kinematic optimization of robotic manipulators // ASME J. of Mechanical Design. 1991. V. 113 (3). P. 220.
- 13. *Merlet J.-P.* Jacobian, manipulability, condition number, and accuracy of parallel robots // ASME J. of Mechanical Design. 2006. V. 128 (1). P. 199.
- 14. *Chen C., Angeles J.* A Generalized Transmission Index for Spatial Linkages // Proceedings of the ASME 2005 IDETC/CIE Conf., Long Beach, CA, USA. 2005. P. 749.
- Balli S., Chand S. Transmission angle in mechanisms // Mechanism and Machine Theory. 2022. V. 37 (2). P. 175.
- Sutherland G., Roth B. A transmission index for spatial mechanisms // ASME J. of Manufacturing Science and Engineering. 1973. V. 95 (2). P. 589.
- 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. 2015. Taipei, October 25–30. 127160.
- Voglewede P., Ebert-Uphoff I. Overarching framework for measuring closeness to singularities of parallel manipulators // IEEE Transactions on Robotics. 2005. V. 21 (6). P. 1037.
- Ларюшкин П.А. Экспериментальное исследование передачи усилия в механизме типа Delta, с четырьмя степенями свободы // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2021. № 5. С. 3.
- 20. Диментберг Ф.М. Винтовое исчисление и его приложения к механике. М.: Наука, 1965. 200 с.

- Zlatanov D., Bonev I., Gosselin C.M. Constraint singularities of parallel mechanisms // Proceedings of the 2002 IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation. Washington, DC, May 11–15, 2002. V. 1. P. 496.
- Mohamed M.G., Duffy J. A Direct Determination of the Instantaneous Kinematics of Fully Parallel Robot Manipulators // J. of Mechanisms, Transmissions and Automation in Desing. 1985. V. 107 (2). P. 226.
- 23. Глазунов В.А., Колискор А.Ш., Крайнев А.Ф. Пространственные механизмы параллельной структуры. М.: Наука, 1991. 95 р.
- 24. *Wedin P.-A.* On Angles Between Subspaces of a Finite Dimensional Inner Product Space // Matrix Pencils, Lecture Notes in Mathematics. Havsbad, Sweden, 1983. P. 263.
- Bjorck A., Golub G. Numerical Methods for Computing Angles Between Linear Subspaces // Mathematics of Computation. 1973. V. 27 (123). P. 579.
- 26. Merlet J.-P. Parallel Robots. 2-nd edition. Springer, 2006. 402 p.
- 27. Ларюшкин П.А., Рашоян Г.В., Эрастова К.Г. Об особенностях применения винтового исчисления для оценки близости к особым положениям механизмов параллельной структуры // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2017. № 4. С. 39.

= МЕХАНИКА МАШИН =

УДК 537.634

МЕХАНИЧЕСКИЕ НАПРЯЖЕНИЯ В МНОГОСЛОЙНЫХ ОСЕСИММЕТРИЧНЫХ МАГНИТНЫХ И ТОКОВЫХ СИСТЕМАХ

© 2022 г. А. К. Андреев

Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), Москва, Россия e-mail: alexande andreev@yahoo.com

> Поступила в редакцию 16.03.2022 г. После доработки 11.08.2022 г. Принята к публикации 19.08.2022 г.

Предложен метод расчета радиальных и аксиальных механических напряжений в многослойных магнитных и токовых системах с произвольными расстояниями между слоями. Напряжения вычисляются из энергии аксиально намагниченных цилиндров. Приведены расчетные формулы 3D-полей и размагничивающих факторов цилиндров, выраженные через функции Бесселя. Представлены тестовые результаты расчетов напряжений и, как дополнение, взаимных индуктивностей системы катушек и индуктивностей отдельных слоев.

Ключевые слова: механические напряжения, размагничивающий фактор, межслойные напряжения, функции Бесселя, пондеромоторные силы, индуктивность

DOI: 10.31857/S0235711922060037

Расчет пондеромоторных сил в магнитных системах необходим при разработке различных устройств и механизмов в машиностроении и других областях. Выполненные ранее подобные расчеты связаны, в основном, с созданием импульсных магнитных полей высокой интенсивности. Работы [1–5] посвящены технической реализации поставленных задач с акцентом на прочностные характеристики изделий. В расчетах используются приближенные формулы определения магнитных полей, полученные методами теоретической электротехники для токовых систем. Обычно рассчитываются интегральные напряжения обмотки по среднему витку.

В статье приведен альтернативный аналитический метод определения пондеромоторных сил и взаимной индуктивности сложных коаксиальных магнитных систем. Метод основан на модели аксиально намагниченного цилиндра и применим для катушек с плотной намоткой.

Катушка, цилиндр и связанные с ними системы координат показаны на рис. 1.

В модели используется факт равенства внутренних энергий аксиально намагниченных цилиндров и геометрически эквивалентных им катушек. Этот метод использовался в работе [6] при расчете взаимных индуктивностей катушек и пондеромоторных сил при взаимном продольном смещении двух магнитных систем. В [6] приведены ссылки на публикации, содержащие детали теоретической модели, не представленные в настоящей статье.

Математическая модель. В расчетах используются формулы, связывающие намагниченность цилиндра \mathbf{M}_z с плотностью поверхностного тока цилиндра $\mathbf{j}_{\text{пов}}$ и поверхностными "магнитными зарядами" [7]: $\mathbf{j}_{\text{пов}} = \text{Rot } \mathbf{M}_z$, $\boldsymbol{\sigma} = -\text{Div } \mathbf{M}_z$. При однородной



Рис 1. Схема определения индукции катушки и цилиндра **B** – (а); Схема расчета поля цилиндра **H** – (б); q(r', z') – точка источника поля; a(r, z) – точка наблюдения. Начало координат расположено в торце систем.

намагниченности ($\mathbf{M}_z = \text{const}$) $\mathbf{J}_{\text{пов}} = [\mathbf{M}_z \mathbf{n}]$ (рис. 1a), $\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{M}_z \mathbf{n}$ (рис. 1б), где \mathbf{n} – внешняя нормаль к боковой и торцевым поверхностям цилиндра. В скалярной записи имеем соответственно

$$M_z = j_{\text{пов}}, \quad \sigma = M_z. \tag{1}$$

При заданных параметрах катушки: длине L, диаметре 2a, числе витков w и токе в витке I плотность тока обмотки j = wI/n. Полагая $j_{пов} = j$ эквивалентная намагниченность равноразмерного цилиндра равна $M_z = j$ (рис. 1а), что обеспечивает равенство индукций катушки и цилиндра **B** во всем пространстве. При определенных выше условиях равноразмерная катушка эквивалентна цилиндру и далее токовая модель (катушка) в расчетах не используется.

Поля в объемах катушки и цилиндра радикально различаются. Согласно дипольной ("зарядовой") модели намагниченности на торцах однородно намагниченного цилиндра возникают поверхностные "магнитные заряды" $\pm \sigma$ (рис. 16). "Заряды" создают размагничивающее поле $\mathbf{H}_p(\mathbf{r})$ в объеме цилиндра, определяемое размагничивающим фактором формы образца $N(\mathbf{r})$, и поле рассеяния вне его, обозначаемое также символом \mathbf{H}_p . Размагничивающее поле $\mathbf{H}_p(\mathbf{r})$ связано с \mathbf{M}_z через размагничивающий фактор $N(\mathbf{r})$



Рис. 2. График векторного поля индукции B - (a); график векторного поля H - (b). Внутренняя область магнитной системы в рамке затемнена.

Вне цилиндра $\mathbf{M}_z = 0$ и размагничивающее поле равно нулю $\mathbf{H}_p = 0$. Поле \mathbf{H}_p терпит разрыв на торцах цилиндра. \mathbf{H}_p и $N(\mathbf{r})$ есть функции координат \mathbf{r} . Вне цилиндра N(r) есть коэффициент пропорциональности между \mathbf{M}_z и полем рассеяния. Поля \mathbf{H}_p внутри и вне образца рассчитываются по единым аналитическим выражениям.

Индукция цилиндра **B** связана с \mathbf{H}_p и \mathbf{M}_z соотношением

$$\mathbf{B} = \boldsymbol{\mu}_0 \left(\mathbf{H}_p + \mathbf{M}_z \right), \tag{3}$$

где μ_0 — магнитная постоянная. На рис. 2 приведены графики векторного поля индукции *B* и поля *H* вдоль осевого сечения цилиндра.

На рис. 3 построены графики изменения B_z и H_z цилиндра вдоль продольного Z (r = 0) и радиального г (z = L/2) направлений.

Размагничивающий фактор аксиально намагниченного цилиндра. Расчет размагничивающего фактора N и поля H_p проводится с использованием модели однородно намагниченного в аксиальном направлении цилиндрического магнита. Для расчета N используется "зарядовая модель" (рис. 1б). То есть, поле цилиндра рассчитывается как суперпозиция полей от торцевых поверхностей с поверхностными "магнитными зарядами" + σ и – σ .

Схема определения потенциала отрицательно заряженного торца цилиндра в точке наблюдения a(z,r) приведена на рис. 16. Точка наблюдения может располагаться как в объеме образца, так и вне его. Магнитостатический потенциал в точке наблюдения определяемый намагниченностью равен [8]

$$\varphi(\mathbf{r}) = \int_{V'} \mathbf{M}(\mathbf{r}') \nabla' \frac{1}{|\mathbf{r} - \mathbf{r}'|} d^3 \mathbf{r}', \qquad (4)$$

где **r**' – радиус-вектор точки источника q(r', z'); **r** – радиус-вектор точки наблюдения a(r, z). $d^{3}\mathbf{r}'$ – означает элемент объема *V*'. Формулы (4) определяют потенциал как внутри (в объеме) ферромагнетика, так и вне его. Поле внутри и вне ферромагнетика



Рис. 3. Графики изменения индукции B_z и поля H_z одиночного цилиндра с параметрами a = 10 см, L = 20 см, $M_z = 2.5 \times 10^3$ А/м: (а) – вдоль оси Z; (б) – в радиальном направлении г по центру цилиндра (z = L/2).

при известном распределении $M(\mathbf{r}')$ выражается через градиент потенциала (4) в точке наблюдения a(z, r).

При однородной намагниченности M_z вдоль оси Z поля H_p равны

$$H_{p}(\mathbf{r}) = -\nabla \varphi(r) = -M_{z} \left[\nabla \int_{V'} \alpha(\mathbf{r}') \cdot \nabla' \frac{1}{|\mathbf{r} - \mathbf{r}'|} dV' \right] = -M_{z} N(\mathbf{r}),$$
(5)

где $\alpha(\mathbf{r}') = \alpha_z = 1$ — единичный вектор направления намагниченности. Штрихованный и не штрихованный операторы означают дифференцирование по точкам источника $q(\mathbf{r}', z')$ и наблюдения a(r, z), соответственно. Выражение, заключенное в квадратные скобки, определяет размагничивающий фактор $N(\mathbf{r})$. Компоненты поля H_p можно определить следующим образом $H_i = -N_{iz}M_z$, i = r, z. Исключая M_z из (5) можно записать следующий вспомогательный потенциал в цилиндрической системе координат:

$$\Psi_{1}(\mathbf{r}) = -\int_{0}^{a} r' dr' \int_{0}^{2\pi} d\theta' \begin{bmatrix} \frac{1}{\sqrt{r^{2} + r'^{2} + (L - z)^{2} - 2rr'\cos(\theta - \theta')}} \\ -\frac{1}{\sqrt{r^{2} + r'^{2} + z^{2} - 2rr'\cos(\theta - \theta')}} \end{bmatrix} 0 \le z \le L \land |r| \le a.$$
(6)

Потенциалы (6) хорошо изучены и выражаются через специальные функции. Представление через функции Бесселя [9, 10] запишем как

$$\Psi_{1}(r,z) = 2\pi a \int_{0}^{\infty} J_{0}(tr) J_{1}(ta) \Big[e^{-tz} + e^{-(L-z)} \Big] \frac{dt}{t}, \quad (0 \le z \le L) \land |r| \le a,$$
(7)

где $J_0(tr)$, $J_1(ta)$ — функции Бесселя нулевого и первого порядка от действительного аргумента. Применяя теорему Липшица и теорему сложения бесселевых функций получаем формулы для размагничивающих факторов [11]

$$N_{zz}(r,z) = -\frac{\partial}{\partial z} \psi_{1}(r,z) = \frac{1}{2} a \int_{0}^{\infty} J_{0}(tr) J_{1}(ta) \Big[e^{-tz} + e^{-(L-z)} \Big] dt, \quad 0 \le z \le L \land |r| \le a,$$

$$N_{rz}(r,z) = -\frac{\partial}{\partial r} \psi_{1}(r,z) = -\frac{1}{2} a \int_{0}^{\infty} J_{1}(tr) J_{1}(ta) \Big[e^{-tz} - e^{-t(L-z)} \Big] dt, \quad |r| \le a.$$
(8)

Для расчета полей удобно использовать координатную систему с началом координат в центре цилиндра. Размагничивающие коэффициенты для расчета 3D-полей внутри и вне цилиндра равны [6]

$$N_{zz}(n,r,z') = \begin{cases} \frac{1}{2}a(n)\int_{0}^{\infty} J_{0}(tr) J_{1}[ta(n)] \Big[e^{-tz'} + e^{-t[L(n)-z']} \Big] dt, & \text{если} \quad [0 \le z' \le L(n)], \\ \frac{1}{2}a(n)\int_{0}^{\infty} J_{0}(tr) J_{1}[ta(n)] \Big[e^{-tz'} - e^{t[L(n)-z']} \Big] dt, & \text{если} \quad [z' \succ L(n)], \\ \frac{1}{2}a(n)\int_{0}^{\infty} J_{0}(tr) J_{1}[ta(n)] \Big[e^{-t[L(n)-z']} - e^{tz'} \Big] dt, & \text{если} \quad (z' \prec 0), \\ -\frac{1}{2} \Big[\frac{L(n)-z'}{\sqrt{[L(n)-z']^{2}+a^{2}}} + \frac{z'}{\sqrt{z'^{2}+a^{2}}} - \frac{L(n)-z'}{[L(n)-z']} - \frac{z'}{[z']} \Big] \quad \text{везде}; \qquad (9) \end{cases}$$

$$N_{rz}(n,r,z') = \frac{1}{2}a(n)\int_{0}^{\infty} J_{0}(tr) J_{1}[ta(n)] \Big[e^{-tz'} - e^{t[L(n)-z']} \Big] dt, & \text{если} \quad [0 \le z' \le L(n)], \\ \frac{1}{2}a(n)\int_{0}^{\infty} J_{0}(tr) J_{1}[ta(n)] \Big[e^{-tz'} - e^{t[L(n)-z']} \Big] dt, & \text{если} \quad [z' \succ L(n)], \\ \frac{1}{2}a(n)\int_{0}^{\infty} J_{0}(tr) J_{1}[ta(n)] \Big[e^{-t[L(n)-z']} - e^{tz'} \Big] dt, & \text{если} \quad [z' \succ L(n)], \end{cases}$$

где a(n), L(n) – радиус и длина n-го цилиндра, соответственно; z'(z,n) = z + L(n)/2; Z и r – компоненты полей определим как

$$H_{z}(n,r,z') = -M_{z}(n)N_{zz}(n,r,z'), \quad H_{r}(n,r,z') = -M_{z}(n)N_{rz}(n,r,z').$$
(10)

Поле H_r перпендикулярно M_z , не вносит вклада в энергию, и в дальнейших расчетах не учитывается.

С учетом (2), (3), (10) получаем Z компоненту индукции

$$B_{z}(n,r,z') = \begin{vmatrix} \mu_{0}M_{z}(n)[1-N_{zz}(n,r,z')], & \text{если} & 0 < z' \le L(n) \land |r| < a(n), \\ \mu_{0}H_{z}(n,r,z') & \text{везде.} \end{vmatrix}$$
(11)

Расчетная схема пондеромоторных сил для системы 3-х цилиндров (катушек) n = 3 приведена на рис. 4.

В расчетных формулах введены следующие обозначения: M – число слоев катушки (цилиндров); n – порядковый номер слоя (n = 1, ..., M); 2a1 – диаметр 1-го слоя; 2an – диаметр n-го слоя; 2aM – диаметр внешнего слоя; L(n) – длина n-го цилиндра; w(n) – число витков n-го слоя катушки.

В статье для демонстрации модели принято: концентрические цилиндры имеют равные длины L(n), число слоев цилиндров M = 3. Для задания расстояния между слоями по r выбрана степенная функция

Funck(aM, al, n, k) =
$$\left[\left(n - \frac{1}{M} - 1\right)^{k}\right] \cdot (aM - al),$$



Рис. 4. j(n) – плотность поверхностного тока *n*-го цилиндра (катушки), $M_z(n)$ – намагниченность *n*-го слоя цилиндра, z0 – сдвиг *n*-го цилиндра относительно начала координат.

где *k* — показатель степени; *k* = 1 соответствует равным расстояниям между слоями. Радиус *n*-го слоя определяется как

$$a(n) = \begin{cases} a1, если & n = 1 \lor M = 1, \\ не число, если & n > M, \\ a1 + Funck(aM, a1, n, k) & везде. \end{cases}$$

Ниже приведены результаты расчетов для следующих параметров системы:

 $a(n) = \begin{vmatrix} 10 \text{ cm}, & n = 1, \\ 15 \text{ cm}, & n = 2, \\ 20 \text{ cm}, & n = 3; \end{vmatrix} \begin{vmatrix} 20 \text{ cm}, & n = 1, \\ 20 \text{ cm}, & n = 2, \\ 20 \text{ cm}, & n = 3; \end{vmatrix} w(n) = \begin{vmatrix} 100, & n = 1, \\ 100, & n = 2, \\ 100, & n = 3; \end{vmatrix}$ $M_z(n) = \begin{vmatrix} 2.5 \times 10^3 \text{ A/M}, & n = 1, \\ 2.5 \times 10^3 \text{ A/M}, & n = 2, \\ 2.5 \times 10^3 \text{ A/M}, & n = 2, \end{vmatrix} I(n) = \begin{vmatrix} 5 \text{ A}, & n = 1, \\ 5 \text{ A}, & n = 2, \\ 5 \text{ A}, & n = 3; \end{vmatrix}$ $Funck(aM, al, n, k) = \begin{vmatrix} 0 \text{ cm}, & n = 1, \\ 5 \text{ cm}, & n = 2, \\ 10 \text{ cm}, & n = 3. \end{vmatrix}$

Энергия *n*-го цилиндра в поле *i*-го определяется формулой

$$E_{cyl}(n,i,r,z) = 2\pi \int_{-L(n)/2}^{L(n)/2} \int_{0}^{an(n)} \frac{Mz(n)B_{z}(i)}{2} r dr dz, \quad i = 1...n.$$
(12)

При n = i получаем внутреннюю энергию *n*-го цилиндра. Взаимные энергии цилиндров равны. Равенство взаимных энергий не означает равенство взаимных поверхностных напряжений, что объясняется различной площадью поверхности цилиндров вследствие различия их диаметров.

Радиальная $\langle \sigma n i_r \rangle$ и аксиальная $\langle \sigma n i_z \rangle$ плотности сил по цилиндрической и торцевой поверхностям *n*-го цилиндра в собственном поле $B_z(n)$ (усредненные по поверхностям) напряжения H/M^2 равны

$$\langle \sigma n i_r \rangle = \frac{d}{dan(n)} E_{cyl}(n, i, r, z)) / L(n) 2\pi a n(n), \qquad (13)$$

$$\langle \operatorname{\sigma} ni_z \rangle = \frac{d}{dL(n)} E_{cyl}(n,i,r,z)) / \pi an(n)^2 \,. \tag{14}$$

Далее для демонстрации конкретных методов и результатов расчетов используется упрощенная запись основных соотношений. В уравнениях индекс *n* заменяется числами 1, 2, 3. Таким образом, в расчетах теперь фигурируют три цилиндра, между которыми определяются энергетические зависимости. Такой метод делает вычисления более прозрачными и удобен для систем, содержащих небольшое число цилиндров (ориентировочно до пяти). В противном случае необходимо полностью использовать приведенный метод программирования.

Расчет напряжений в системе 3-х концентрических цилиндров (z0 = 0). В новом определении (обозначении) первой цифрой 1 обозначается рассчитываемый цилиндр или катушка. Последующие цифры относятся к внешним относительно его магнитным системам. Вместо индекса *n* используется запись: $Mz(n = 2) \rightarrow Mz^2$, $B_z(n = 1) \rightarrow B_z^2$, $B_z(n = 3) \rightarrow B_z^2$. В новом обозначении, например, энергия 2-го цилиндра в полях 1-го и 3-го записывается в виде

$$E213_{cyl}(L2,a2) = 2\pi \int_{-L(2)/2}^{L(2)/2} \int_{0}^{a2} \frac{M_z 2(B_z 1(Mz1,a1,r,z,L1) + B_z 3(Mz3,a3,r,z,L3))}{2} r dr dz.$$
(15)

Радиальная плотность силы по цилиндрической поверхности 2-го цилиндра в поле 1-го равна

$$\langle \sigma 21_r \rangle = \frac{d}{da2} E 21_{cyl} (L2, a2) / h2\pi a 2.$$
⁽¹⁶⁾

Для плотности силы по поверхности 1-го цилиндра в поле 2-го имеем

$$\langle \sigma 12_r \rangle = -\frac{d}{dal} E 12_{cyl} (L1, a1) / h2\pi a 1.$$
(17)

Легко рассчитываются напряжения, действующие на выделенный цилиндр в поле 2-х других. Так, например, суммарные радиальные напряжения 2-го цилиндра в полях 1-го и 3-го определяются как

$$\langle \sigma 213_r \rangle = \frac{dy}{da2} \left[\frac{E21(L1,a1) + E23(L3,a3)}{L2\pi a2} \right] = \langle \sigma 21_r \rangle + \langle \sigma 23_r \rangle.$$
(18)

Аналогично суммируются аксиальные напряжения.

На рис. 5 показаны взаимные радиальные механические напряжения по образующим цилиндров 3-х попарно.

Длины стрелок изображены в масштабе. Результирующие радиальные напряжения, действующие на отдельный цилиндр, получаются (с учетом знака) суммированием



Рис. 5. Поверхностные радиальные напряжения цилиндров. $\langle \sigma l_r \rangle$, $\langle \sigma 2_r \rangle$, $\langle \sigma 3_r \rangle$ – напряжения, действующие на цилиндрические поверхности отдельных цилиндров в собственных полях (H/м²). $\langle \sigma l_r \rangle = 2.275$, $\langle \sigma 2_r \rangle = 1.867$, $\langle \sigma 3_r \rangle = 1.588$. Взаимные напряжения: $\langle \sigma l 2_r \rangle = 2.259$, $\langle \sigma 2 l_r \rangle = 1.43$, $\langle \sigma 2 3_r \rangle = 2.078$, $\langle \sigma 3 2_r \rangle = 1.767$, $\langle \sigma l_r \rangle = 1.801$, $\langle \sigma 3 l_r \rangle = 0.818$.

напряжений по приведенной схеме рисунка. Так $\langle \sigma 1 32_r \rangle = \langle \sigma 13_r \rangle + \langle \sigma 12_r \rangle = 4.06$, что соответствует расчетам по формуле (18).

Аксиальные напряжения рассчитываются по такой же схеме и эти вычисления в статье не приводятся. Попарные продольные (аксиальные) силы H при смещении n-го цилиндра в поле *i*-го в Z-направлении (рис. 3) вычисляются по формуле $F_{zni}(z0) = dE_{ni}/dz0$. Для системы цилиндров результирующая сила получается простым суммированием. Например, при смещении 2-го цилиндра с учетом полей 1-го и 2-го цилиндров $F_z 213(z0) = dE213(z0)/dz0$.

На рис. 6 построены графики аксиальных сил F_z , действующих на *n*-й цилиндр (n = 1, 2) при смещении в *Z*-направлении, и соответствующих взаимных индуктивностей *M* эквивалентных катушек (рис. 4).

Радиальные силы стремятся увеличить диаметр магнитной системы, а аксиальные приводят к сжатию системы с торцов. Для катушек возникновение таких сил следует из закона Ампера.

Радиус и номер цилиндра <i>a</i> (<i>n</i>), см	Энергия цилиндра <i>Е_n</i> , Дж	Радиальные напряжения цилиндра (σ,), Н/м ²	Аксиальные напряжения цилиндра $\langle \sigma_z \rangle$, H/m ²	Взаимные энергии цилиндров Е _{пі} , Дж	Взаимные радиальные напряжения (о <i>п_{ти})</i> , Н/м	Индуктивность катушек $L_n, 10^3$ Гн	Взаимная индуктивност) катушек М _и , 10 ⁴ Гн
<i>a</i> 1 = 10	0.017	-2.276	-3.406	$E_{12} = 0.013$	$\langle \sigma 3_{r12} \rangle = -2.585$	$L_1 = 1.359$	$M_{12} = 5.233$
<i>a</i> 2 = 15	0.033	-1.867	-3.013	$E_{13} = 0.011$	$\langle \sigma 2_{r13} \rangle = -3.509$	$L_2 = 2.643$	$M_{13} = 4.811$
<i>a</i> 3 = 20	0.052	-1.588	-2.714	$E_{23} = 0.026$	$\langle \sigma l_{r23} \rangle = -4.06$	$L_3 = 4.149$	$M_{23} = 11.04$

Таблица 1. Параметры магнитной системы n = 3



Рис. 6. $1 - F_z 213$ $(n = 2); 2 - F_z 123$ (n = 1); 3 - M213 (n = 2); 4 - M123 (n = 1).

В случае однородно намагниченного цилиндра полная энергия увеличивается с ростом его диаметра, т.к. возрастает объем цилиндра и размагничивающее поле. Однако плотность энергии размагничивания равна

$$E_p(L, a, r, z) = \left(1/L\pi a^2\right) 2\pi \int_{-L/2}^{L/2} \int_{0}^{a} (MzB_z(L, a, r, z)/2) r dr dz, \quad (\exists m/m),$$

и уменьшается, что и приводит к возникновению сил, увеличивающих диаметр цилиндра.

Индуктивности n = i и взаимные индуктивности катушек вычисляются из энергий и взаимных энергий цилиндров

$$M_{ni} = 2E_{ni}(n,i)/I(n)I(i).$$
 (19)

В табл. 1 суммированы основные результаты расчетов параметров магнитной системы с используемой в статье модели.

Выводы. Показана эффективность расчетов магнитных систем, базирующаяся на концепции размагничивающего фактора цилиндра. Многие задачи расчета токовых систем (катушек) традиционно использующие методы электротехники эффективно решаются средствами, представленными в статье. Все расчетные значения взаимной индуктивности системы катушек, поверхностных механических напряжений и продольных пондеромоторных сил соответствуют данным работы [12].

В модели не накладываются какие-либо ограничения на число слоев, геометрические и магнитные параметры цилиндров (катушек) и их взаимное расположение. Магнитные и геометрические параметры систем задаются с учетом поставленной задачи. Метод применим к расчетам систем с параллельными осями. Модель позволяет рассчитывать гибридные магнитные и токовые системы универсальным методом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Монтгомери Д*. Получение сильных магнитных полей с помощью соленоидов. М.: Мир, 1971. 359 с.

- 2. Карасик В.Р. Физика и техника сильных магнитных полей. М.: Наука, 1964. 347 с.
- 3. Кнопфель Г. Сверхсильные импульсные магнитные поля. М.: Изд. МИР, 1972. 385 с.
- 4. Паркинсон Д., Малхолл Б. Получение сильных магнитных полей. М.: Атомиздат. 1971. 200 с.
- 5. Алиевский Б.Л., Октябрьский А.М., Орлов В.Л., Постников В.А. Моделирование магнитных полей осесимметричных систем: Учебное пособие / Под ред. Б.Л. Алиевского. М.: Изд-во МАИ, 2007. 320 с.
- Андреев А.К. Поле многослойной многовитковой катушки с аналитически заданными законами изменений расстояний между слоями и витками // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2019. № 1. С. 34. https://doi.org/10.1134/S0235711919010036
- 7. Андреев А.К. Метод расчета пондеромоторных сил и взаимных индуктивностей в коаксиальных осесимметричных магнитных системах // Письма в ЖТФ. 2021. Т. 47. Вып. 11. С. 17. https://doi.org/10.21883/PJTF.2021.11.51001.18729
- 8. Парселл Э. Электричество и магнетизм. М.: Наука, 1975. 439 с.
- Андреев А.К. Метод расчета взаимной индуктивности системы катушек с использованием модели аксиально намагниченного цилиндра // Письма в ЖТФ, 2020. Т. 46. Вып. 21. С. 48. https://doi.org/10.21883/PJTF.2020.21.50198.18042
- 10. Ахиезер А.И., Барьяхтар В.Г., Пелетминский С.В. Спиновые волны. М.: Наука, 1967. 368 с.
- 11. *Bateman H*. Partial differential equations of mathematical physics. New York: Dover Publications, 1944. 556 p.
- 12. Смайт В. Электростатика и электродинамика. М.: Изд. Иностранной литературы, 1954. 604 с.
- 13. Joseph R.J., Schlömann J. Demagnetizing Field in Nonellipsoidal Bodies // Appl. Phys. 1964. V. 36.
 № 5. P. 1579.
- 14. Андреев А.К. Метод расчета поверхностных механических напряжений в осесимметричных магнитных системах // Письма в ЖТФ. 2021. Т. 47. Вып. 9. С. 41. https://doi.org/10.21883/PJTF.2021.09.50907.18626
- 15. Калантаров П.Л., Цейтлин Л.А. Расчет индуктивностей: Справочная книга. Л.: Энергоатомиздат, 1986. 488 с.

= МЕХАНИКА МАШИН =

УДК 621.521

ПРОВОДИМОСТЬ КАНАЛОВ СУХОГО ВИНТОВОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА ПРИ МОЛЕКУЛЯРНОМ РЕЖИМЕ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА

© 2022 г. А. А. Ласкин¹, А. А. Райков^{1,*}, А. В. Бурмистров¹, С. И. Саликеев¹

¹Казанский национальный исследовательский технологический университет, Казань, Россия *e-mail: alraykov@kstu.ru

> Поступила в редакцию 10.04.2022 г. После доработки 17.05.2022 г. Принята к публикации 21.06.2022 г.

Рассмотрены существующие в роторном механизме винтового вакуумного насоса направления перетеканий и формы каналов, через которые оно происходит. Приведены формулы расчета для каждого типа каналов. С помощью метода угловых коэффициентов, реализованного в пакете COMSOL Multiphysics, рассчитана проводимость треугольной щели — зазора, через который происходят наибольшие перетекания. Получена зависимость проводимости от шага винтового ротора при различном задании расчетной области. На основе полученных данных рассчитан коэффициент массового расхода, который можно использовать при создании математической модели винтового вакуумного насоса.

Ключевые слова: молекулярный режим, винтовой вакуумный насос, перетекания, проводимость каналов

DOI: 10.31857/S0235711922050091

Развитие вакуумных технологических процессов в области микроэлектроники, медицины, пищевой промышленности требует использования чистых, безмасляных средств откачки. Применяемые для этих целей двухроторные вакуумные насосы, отличаются высокой быстротой действия и низким остаточным давлением (до 550 м³/ч и 0.1 Па у НВД-600 в агрегате с 2HBP-250Д), однако нуждаются в агрегатировании с форвакуумными насосами. Спиральные насосы лишены этого недостатка, но обладают невысокой быстротой действия (до 60 м³/ч и 1 Па у HBСп-60). Одним из перспективных средств создания среднего безмасляного вакуума является винтовой вакуумный насос. Насосы такого типа способны обеспечивать остаточное давление 1 Па, и обладают высочайшей среди бесконтактных насосов быстротой действия (вплоть до 2000 м³/ч у Busch Vacuum COBRA NC2500B). Таким образом, винтовой вакуумный насос сочетает в себе высокую производительность, низкое остаточное давление и способность создавать безмасляный вакуум [1].

Целью настоящей статьи является расчет перетеканий в винтовом вакуумном насосе для дальнейшего использования при математическом моделировании его рабочего процесса.

Обзор методик моделирования рабочих процессов винтовых насосов. Для расчета откачных характеристик насоса и совершенствования его конструкции применяется математическое моделирование. Существует два основных подхода к моделированию рабочих процессов: моделирование при помощи CFD-пакетов [2] и "камерный" метод [3], в котором рассматриваются усредненные параметры газа в рабочем объеме. Моделирование потоков газа в рабочих объемах при помощи методов вычислительной гидродинамики позволяет с достаточной точностью учитывать особенности течения газа в насосе. В работе [4] приводятся результаты моделирования рабочего процесса винтового насоса с постоянным шагом ротора в пакете Ansys CFX. Сравнение с экспериментальными индикаторными диаграммами показывает хорошую сходимость модели. В работе [5] приводится сравнение экспериментальных данных с различными моделями течения газа (турбулентный, переходный и ламинарный), реализованными в пакете URANS CFD. В работе [6] получена хорошая сходимость экспериментальных величин мощности, подачи и КПД с результатами моделирования рабочего процесса в Ansys Fluent.

Однако все методы вычислительной гидродинамики основаны на гипотезе о сплошности потока. Учитывая, что распределение давлений внутри винтового насоса охватывает диапазон от 1 Па на входе до 10^5 Па на выходе (т.е. коэффициент компрессии ~ 10^5 , а режимы течения газа в рамках одной задачи – молекулярный, переходный и вязкостный одновременно), расчет насоса CFD моделированием затруднителен.

Моделирование "камерным" методом, основанным на решение системы термодинамических уравнений в дифференциальной форме, в отличии от CFD-моделирования, способно охватить все режимы течения газа от молекулярного до вязкостного.

В работе [7] приводится методика расчета откачных характеристик винтового вакуумного насоса, однако результаты представлены только для вязкостного режима течения газа. В работе [8] приводятся результаты сравнения с экспериментом как CFDмодели, так и камерной модели с учетом потоков обратных перетеканий, однако расчет проводится только для вязкостного режима течения. Камерный метод, реализованный в пакете KaSim, также используется в работе [9], однако в ней также не рассматривается молекулярный режим течения.

Таким образом, на данный момент работы по расчету откачных характеристик винтовых вакуумных насосов во всех трех режимах отсутствуют.

Типы каналов в роторном механизме. Одним из важнейших этапов создания математической модели является расчет обратных перетеканий через щелевые каналы роторного механизма. Для вязкостного режима течения исследования течения газа в зазорах насосов и компрессоров проводились в работах [3]. В настоящей статье рассматривается проводимость каналов в молекулярном режиме течения.

Перетекания в роторном механизме винтового насоса можно разделить на несколько типов по виду зазоров (рис. 1): 1) радиальный зазор (между расточкой корпуса и выступом ротора); 2) межроторный зазор (между основаниями и выступами роторов); 3) профильный зазор (между профильными частями роторов); 4) треугольная щель (между профильными частями роторов и гребнем корпуса).

Первый тип канала можно рассматривать как плоскую щель с длиной в направлении перетекания, равной половине шага ротора. Второй тип каналов образован цилиндрическими поверхностями. Методики расчета перетеканий через них подробно рассмотрены в работах [10]. Зазор между профильными частями ротора можно рассматривать как канал, образованный цилиндрическими стенками с переменным радиусом кривизны в окрестности зазора. Методика расчета для каналов такого типа приведена в работе [11].

Наибольшую сложность представляет расчет перетеканий через треугольную щель. Она имеет сложную геометрию с изменяющимся направлением потока газа.

Методика расчета. Для нахождения проводимости каналов при молекулярном режиме чаще всего используют метод Монте-Карло (ММК) или метод угловых коэффициентов (МУК). В настоящей статье проводимость треугольной щели рассчитывалась с помощью пакета COMSOL Multiphysics [12], в котором реализованы оба метода. Для данной задачи метод угловых коэффициентов обеспечивает наилучшее соотношение точности и времени расчета.



Рис. 1. Схема роторного механизма винтового насоса.

МУК основан на аналогии между течением газа в каналах с диффузным отражением от стенок и лучистого теплообмена в диатермических замкнутых средах [13]. Стенки канала и поверхности входа и выхода разбиваются на элементарные площадки (рис. 2). Для каждой площадки рассчитывается угловой коэффициент, который представляет собой долю потока молекул, исходящего от одной элементарной поверхности и падающего на другую. Итоговая величина коэффициента проводимости определяется интегрированием потоков от всех элементарных площадок относительно входной и выходной поверхности. Наилучшую сходимость эксперимента с расчетом показал метод интегрирования Hemicube с разрешением 1024.

Так как при переходе от рабочей полости к треугольной щели происходит резкое изменение объема было создано две расчетные модели для оценки влияния этого эффекта. Модель на рис. 2а содержит только треугольную щель, на рис. 2б дополнительно на входе и выходе из зазора добавлены участки рабочего объема.

Расчет был проведен для различных конфигураций щелей при изменении шага ротора от 23.5 до 140 мм.

На рис. 3 показано вероятностное распределение столкновения молекул со стенками, видно, что резкий переход происходит практически у входа в канал.

Результаты расчета. На рис. 4 показана зависимость проводимости треугольной щели для разных расчетных моделей *1*, *2*. Обе модели показывают практически линейную зависимость проводимости от шага ротора. При этом учет входного и выходного участков снижает проводимость на величину от 6.8 до 22%. В дальнейшем будем проводить сравнение с моделью *2*.

Несмотря на хорошую точность использование МУК требует перестроения сеточной модели для каждого угла поворота винтовых роторов и при изменении их профи-



Рис. 2. Расчетные области с построенной сеткой: (а) – отдельная треугольная щель; (б) – зазор с частью рабочего объема.



Рис. 3. Вероятность столкновения молекул со стенками.

ля. Поэтому необходим более оперативный и универсальный метод расчета. В таком качестве при молекулярном режиме были рассмотрены следующие выражения:

- расчет по формуле для диафрагмы [14] с эквивалентной площадью сечения

$$U_{\rm A} = \frac{c}{4} F_{\rm A},\tag{1}$$

где $F_{\rm II}$ – площадь входного сечения; c – средняя тепловая скорость молекул газа;

 – расчет по формуле для эквивалентной плоской щели [8] с размерами, соответствующими среднеинтегральным размерам (дающим ту же площадь сечения) треугольной щели

$$U_{\Pi} = \frac{c}{4} F_{\Pi} \frac{l}{\delta} \ln\left(\frac{\delta}{l}\right),\tag{2}$$



Рис. 4. Зависимость проводимости треугольной щели от площади при различных методиках расчета: *1* – МУК (отдельная треугольная щель); *2* – МУК (зазор с частью рабочего объема); *3* – проводимость эквивалентной диафрагмы; *4* – проводимость эквивалентной плоской щели; *5* – проводимость плоской щели с поправочным коэффициентом.

где *l* – длина канала в направлении перетекания, **δ** – меньший размер входного сечения;

 – расчет по формуле для эквивалентной плоской щели с поправочным коэффициентом К

$$U_{\Pi} = K \frac{c}{4} F_{\Pi} \frac{l}{\delta} \ln\left(\frac{\delta}{l}\right).$$
(3)

Наилучшую сходимость показал расчет по формуле для плоской щели с поправочным коэффициентом 1.6. Максимальное отклонение от результатов расчета МУК не превышает 6.6%.

Выводы. Проведенные расчеты показали перспективность использования пакета COMSOL Multiphysics для расчетов течения газа в каналах сложной геометрии при молекулярном режиме течения. Предложенное выражение для расчета проводимости треугольных щелей можно использовать при создании математических моделей винтовых насосов.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Хабланян М.Х., Саксаганский Г.Л., Бурмистров А.В. Вакуумная техника. Оборудование, проектирование, технологии, эксплуатация. Ч. 2. Вакуумные насосы: Учеб. пособие. Казань: Изд-во КНИТУ, 2016. 300 с.
- Kovacevic A., Rane S., Stosic N. Modelling of twin-screw machines by use of CFD // Positive Displacement Machines. 2019. P. 423. https://doi.org/10.1016/b978-0-12-816998-8.00015-7
- Ohbayashi T., Sawada T., Hamaguchi M., Miyamura H. Study on the performance prediction of screw vacuum pump // Applied Surface Science. 2001. V. 169. P. 768. https://doi.org/10.1016/s0169-4332(00)00788-1

- Ma K., Guo B., Zhou Z., Wang B. CFD Simulation and Experimental studying of a Dry Screw Vacuum Pump // IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 2021. V. 1180 (1). 012043. https://doi.org/10.1088/1757-899X/1180/1/012043
- Zhang W., Jiang Q., Bois G., Li H., Liu X., Yuan S., Heng Y. Experimental and Numerical Analysis on Flow Characteristics in a Double Helix Screw Pump // Energies. 2019. V. 12 (18). P. 3420. https://doi.org/10.3390/en12183420
- Tang Q., Zhang Y. Screw optimization for performance enhancement of a twin-screw pump. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E // J. of Process Mechanical Engineering. 2014. V. 228. № 1. P. 73. https://doi.org/10.1177/0954408913478602
- 7. *Автономова И.В., Крупенченков Г., Руднева Е., Иншакова А.* Метод построения откачной характеристики винтового вакуумного насоса // Тенденции развития науки и образования. 2019. № 50–2. С. 5.

https://doi.org/10.18411/lj-05-2019-25

- Li Z., Yongju Z., Ziyun C. Effects of stable clearances on backflow in the variable-pitch screw vacuum pump // Mechanics and Industry. 2021. V. 22. P. 14. https://doi.org/10.1051/meca/2021046
- 9. *Huck C., Bruemmer A., Nadler K.* Influence of the geometric parameters on the performance of screw vacuum blowers // VDMA Int. Rotating Equipment Conferenc. 2012. P. 10.
- 10. Salikeev S., Burmistrov A., Bronshtein M., Fomina M. Conductance of slot channels formed by cylindrical walls in molecular gas flow regime // Vakuum in Forschung und Praxis. 2013. T. 4. № 25. C. 34.
- 11. Salikeev S., Burmistrov A., Bronshtein M., Fomina M. Non-contact vacuum pumps. A general-purpose method for conductance calculation of profile slot channels // Vakuum in Forschung und Praxis. 2014. V. 26. Iss. 1. P. 40.
- 12. COMSOL Multiphysics. License file for Kazan National Research Technology University c/n 9601045.
- 13. Нестеров С.Б., Васильев Ю.К., Андросов А.В. Методы расчета вакуумных систем. М.: Издательство МЭИ, 2004. 220 с.
- 14. Демихов К.Е., Панфилов Ю.В., Никулин Н.К. и др. Вакуумная техника: Справочник / Под общ. ред. К.Е. Демихова, Ю.В. Панфилова. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 2009. 590 с., ил.
НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 620.192

ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ СКОРОСТИ РЕАКЦИИ В ТРИБОХИМИЧЕСКОЙ КИНЕТИКЕ

© 2022 г. А. Ю. Албагачиев^{1,*}, М. Е. Ставровский², М. И. Сидоров³, А. В. Рагуткин³, И. А. Александров⁴

¹Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия ²Научно-исследовательский институт "Центр экологической промышленной политики", Московская область, Мытищи, Россия ³Российский технологический университет (МИРЭА), Москва, Россия

⁴Институт конструкторско-технологической информатики РАН, Москва, Россия *e-mail: Albagachiev@yandex.ru

> Поступила в редакцию 20.04.2022 г. После доработки 09.08.2022 г. Принята к публикации 19.08.2022 г.

Рассмотренный материал позволяет сделать предположения о зависимости скорости реакции от температуры, которые надлежащим образом должны быть учтены в математических моделях трибохимической кинетики внешнего трения. С точки зрения трибохимической кинетики исследование зависимости скорости реакции от температуры, сводится к необходимости объяснить рост силы трения после падения и достижения минимума при увеличении скорости скольжения. В рамках исследованных моделей это поведение отражает тенденцию линейного роста температуры в зоне топохимической реакции адгезионного схватывания при росте скорости скольжения и линейной зависимости снижения энергии активации образования и роста ядер адгезионного схватывания на пятнах контакта поверхностей трения.

Ключевые слова: внешнее трение, адгезия, трибохимическая кинетика, скорость, температура

DOI: 10.31857/S0235711922060025

Одна из проблем, которую необходимо обсуждать с целью исследования процессов трибохимической кинетики взаимодействия различных материалов заключается в представлении зависимости скорости химических реакций на поверхности взаимодействующих материалов от температуры. Наиболее широко используемое представление — это уравнение Аррениуса, задающее связь константы скорости реакции от температуры в форме экспоненты. М. Поляни и Е. Вигнер [1, 2] рассмотрели процесс испарения одноатомного твердого вещества и рассчитали вероятность того, что кинетическая энергия поверхностного атома, соответствующая его движению от поверхности, достаточна для преодоления энергии химической связи. Без вывода они предложили следующее уравнение:

$$\dot{x} = 2v\delta \frac{E}{RT} \exp\left(-\frac{E}{RT}\right),\tag{1}$$

где \dot{x} — линейная скорость уменьшения толщины кристалла; v — частота колебаний; δ — диаметр атомов; E — преодолеваемая энергия связи.

В уравнении Аррениуса константа скорости химической реакции представляется двумя сомножителями, один из которых дает зависимость от температуры в форме экспоненты $\exp\left(-\frac{E}{RT}\right)$, второй (k_0) – практически не зависит от температуры, т.е. $k = k_0 \exp\left(-\frac{E}{RT}\right)$. Возникает вопрос о соображениях, которые привели к множителю $\frac{E}{RT}$ в правой части уравнения (1). Этот вопрос как можно видеть, имеет принципиальное значение, поскольку увеличение температуры должно приводить к росту скорости реакции (в данном случае к росту скорости испарения), и это задается множителем $\exp\left(-\frac{E}{RT}\right)$. Множитель $\frac{E}{RT}$ дает обратную тенденцию: увеличение температуры должно приводить к уменьшению скорости реакции или испарения, что не реализуется в действительности, т.к. процесс испарения является эндотермическим процессом ($\Delta H > 0$, изменение энтальпии величина положительная) и требует подвода теплоты.

Уравнение (1) Д. Брэдли было предложено применить для расчета скорости реакции на поверхности раздела, образующейся при разложении твердых веществ. Он обозначил путь вывода, приводящий к уравнению

$$\dot{x} = \frac{\delta n}{s\tau_0} \exp\left(-\frac{E}{RT}\right),\tag{2}$$

где $\frac{n}{s}$ – плотность (концентрация) реагирующих молекул на единицу площади поверхности; τ_0 – период колебаний; E – энергия активации. При обсуждении этого уравнения Д. Янгом [3] отмечается, что по ряду причин это уравнение является неудовлетворительным. Во-первых, оно основано на предположении, что колебания являются гармоническими, что неверно, особенно для реакций диссоциации. Во-вторых, при выводе уравнения не учитывается возбуждение внутренних степеней свободы. В-третьих, в такой форме оно применимо к строго необратимым реакциям. Некоторые из этих трудностей преодолеваются в рамках теории переходного состояния.

Д. Янгом не обсуждается отличие уравнений (1) и (2), заключающееся в наличии и отсутствии в правой части множителя $\frac{E}{RT}$, задающего одну из тенденций при влиянии температуры на скорость реакции. Предлагается рассмотреть обратимую реакцию,

скорость которой в прямом направлении задается выражением $\frac{k_{\rm B}T}{h} \exp\left(-\frac{\Delta G_{\rm l}^{\neq}}{RT}\right)$, а в

обратном направлении — выражением $\frac{k_{\rm B}T}{h} \exp\left(-\frac{\Delta G_2^{\neq}}{RT}\right)$, где ΔG_1^{\neq} и ΔG_2^{\neq} – стандартные

свободные энергии образования общего переходного состояния ($k_{\rm B}$, h – константы Больцмана и Планка). Для эндотермической реакции разность этих двух выражений дает линейную скорость реакции

$$\dot{x} = \frac{k_{\rm B}T}{h} \delta \exp\left(-\frac{\Delta G_{\rm l}^{\pm}}{RT}\right) \left[1 - \exp\left(\frac{\Delta G}{RT}\right)\right],\tag{3}$$

где ΔG — полное изменение свободной энергии реакции в прямом и обратном направлении. Уравнение (3) можно записать в виде

$$\dot{x} = \frac{k_{\rm B}T}{h} \delta \exp\left(\frac{\Delta S_{\rm I}^{\neq}}{R}\right) \exp\left(-\frac{\Delta H_{\rm I}^{\neq}}{RT}\right) \left[1 - \exp\left(\frac{\Delta G}{RT}\right)\right]. \tag{4}$$

В случае необратимой реакции последний член можно опустить.

Различие между уравнениями (1), (2) и (4) в отношении множителей, задающих влияние температуры на скорость реакции ($\frac{E}{RT}$ и $\frac{k_{\rm B}T}{h}$ или его отсутствие) Д. Янгом не общениестоя

обсуждается.

Таким образом, вопрос о зависимости константы скорости химической реакции от температуры является существенным, и его необходимо исследовать более подробно. В книге С. Бенсона [4] рассмотрены вопросы, которые возникали в ходе становления основных положений химической кинетики. Отмечается, что для константы скорости мономолекулярной реакции было предложено несколько уравнений:

• уравнение Аррениуса

$$k = A \exp\left(-\frac{E}{RT}\right);\tag{5}$$

• уравнение в классической теории

$$k = v \exp\left(-\frac{E^*}{RT}\right);\tag{6}$$

• уравнение в квантовомеханической теории

$$k = v^* K^{\neq} = v^* \exp\left(-\frac{G^{\neq}}{RT}\right) = v^* \exp\left(\frac{S^{\neq}}{R}\right) \exp\left(-\frac{H^{\neq}}{RT}\right),\tag{7}$$

$$k = v^* \frac{Q^{\neq}}{Q} \exp\left(-\frac{E_0^{\neq}}{RT}\right); \tag{8}$$

• уравнение в теории переходного состояния

$$k = \frac{k_{\rm B}T}{h}K^{\neq} = \frac{k_{\rm B}T}{h}\exp\left(-\frac{G^{\neq}}{RT}\right) = \frac{k_{\rm B}T}{h}\exp\left(\frac{S^{\neq}}{R}\right)\exp\left(-\frac{H^{\neq}}{RT}\right),\tag{9}$$

$$k = \frac{k_{\rm B}T}{h} \frac{Q^{\neq}}{Q} \exp\left(-\frac{E_0^{\neq}}{RT}\right). \tag{10}$$

При обсуждении этих уравнений отмечается, что в классической теории фактор частоты v вычисляется из спектроскопических данных и имеет порядок $10^{12}-10^{14}$ с⁻¹. Частотный фактор не зависит от температуры, так что величину E^* , которая представляет собой разность энергий активированной частицы и нормальной молекулы (обе в своих самых низших энергетических состояниях), можно идентифицировать с экспериментальной энергией активации. Разработка этой теории явилась серьезным шагом по сравнению с теорией столкновений, т.к. рассматривает химическую реакцию с позиции молекулярной структуры. В то же время она страдает от использования классической модели структуры молекулы. Одним из следствий является то, что все внутренние колебания нормальных и активных частиц должны быть полностью возбужденными, частоты идентичными, а разность энтропии для разных состояний не должна влиять на суммарную константу скорости, и поэтому она не входит явно в уравнение для скорости.

Использование квантовомеханической модели расширило детализированную теорию (уравнения (7) и (8)) так, что становится возможным рассматривать влияние структурных изменений на внутренние частоты [5, 6]. В уравнении (7) v* представляет собой средневзвешенную величину внутренних частот частицы, которая имеет конфигурацию переходного комплекса, а K^{\neq} представляет собой константу равновесия между этим переходным состоянием и нормальными молекулами. Величины G^{\neq}, H^{\neq} и

S[≠] являются соответственно стандартным изменением свободной энергии, энтальпии и энтропии при образовании переходного комплекса. В уравнении (8) выражение для

скорости имеет форму, удобную для статистического расчета, где величины Q^{\neq} и Q представляют собой суммы по состояниям, соответственно, переходного комплекса и нормальных частиц, измеренных от самых низших энергетических состояний. Вели-

чина E_0^{\neq} — есть разность энергий для низших состояний двух частиц (энергия активации при абсолютном нуле).

В квантовомеханической модели вводится энтропия активации, что позволяет учитывать структурные изменения, но она связана с переходным комплексом, свойства которого не могут быть установлены независимо от кинетических данных. Например, v^* является средней частотой для переходного состояния, и, хотя возможно, что эта величина имеет то же значение, что и v для нормальной частоты молекулы, тем не менее, эта эквивалентность может только постулироваться. Достоинством этой модели является то, что она дает представление о свойствах переходного комплекса и намечает путь, по которому такое представление может привести к установлению связи меж-

ду молекулярной структурой и реакционной способностью. На практике H^{\neq} можно отождествить с экспериментальной энергией активации, но разделить эксперимен-

тально частотный фактор между v* и S^{\neq} невозможно. Выход из этого сводится к экспериментальному исследованию частотных факторов, которые заметно отличаются по порядку величин от обычных значений (10^{13} c⁻¹), и попытаться объяснить отклонения с помощью гипотетической структуры активированного комплекса. Таким путем можно получить дополнительные данные, например, о влиянии третьих тел, в частности растворителей, на ход реакции. Теория переходного состояния в форме, которая зафиксирована уравнениями (9) и (10), отличается от предыдущих теорий тем, что в ней делается попытка исключить неопределенность, присущую частотному фактору

 v^* , заменой его на универсальный фактор $\frac{k_{\rm B}T}{h}$.

Уравнение (10) следует из уравнения (8), если представить сумму по состояниям Q^{\neq} для переходного комплекса как произведение сумм по состояниям (включая внутренние колебания) и если одна из внутренних частот v_e соответствует движению на вершине барьера. Если эту частоту $v_e \ll \frac{k_B T}{h}$, так что соответствующая колебательная сумма по состояниям q_e , можно аппроксимировать как $q_e \approx \frac{k_B T}{hv_e}$, то получается уравнение (10), где Q^{\neq} представляет собою сумму по состояниям для переходного комплекса, из которой исключена одна колебательная степень свободы. Величины K^{\neq} , G^{\neq} , S^{\neq} и H^{\neq} представляют собой термодинамические функции этой частицы, а E_0^{\pm} идентична E_0^* . Отмечается, что хотя такое исключение v* желательно, но вызывает сомнение обоснованность такого метода исключения и, тем самым, определенность в значениях, приписываемых S^{\neq} , исходя из экспериментальных частотных факторов. Таким образом, предэкспоненциальный множитель в уравнении Аррениуса и им подобных может в соответствии с рассмотренными теориями либо зависеть от температуры, либо не зависеть.

С. Бенсон проводит сравнение теорий соударения и теории переходного состояния. Выражение для константы скорости реакции можно представить в виде

$$k = vK^* = v \exp\left(-\frac{G^*}{RT}\right) = vK^{**} \exp\left(-\frac{E_0^*}{RT}\right),\tag{11}$$

где v — частота; K^* имеет ту же размерность, что и константа равновесия, которой соответствует некоторая эмпирическая свободная энергия активации G^* . Величина K^{**} определяется уравнением (11), а E_0^* интерпретируется как энергия активации при температуре абсолютного нуля. Константу K^{**} можно представить в виде соотношения функций распределения.

Различные теории приводят к выражениям, которые подобны уравнению (11). Экспериментальные данные позволяют рассчитать константы скоростей при различных температурах и в соответствии с уравнением Аррениуса определить энергию активации из уравнения

$$E_{\rm exp} = RT^2 \frac{\partial \left(\ln k_{\rm exp}\right)}{\partial T} = -R \frac{\partial \left(\ln k_{\rm exp}\right)}{\partial \left(1/T\right)}.$$
(12)

С изменением температуры значение E_{exp} меняется мало, и для ограниченного диапазона температур, доступного для эксперимента, погрешность будет невелика, если

$$E_{\rm exp} = E + CT, \tag{13}$$

где *С* и *Е* – константы. Это позволяет проинтегрировать уравнение (12) и получить аналог уравнения Аррениуса в виде

$$\ln k_{\exp} = -\frac{E}{RT} + \frac{C}{R} \ln T + \ln k_0,$$
(14)

или

$$k_{\exp} = k_0 T^{C/R} \exp\left(-\frac{E}{RT}\right),\tag{15}$$

где k_0 – постоянная интегрирования. В уравнении (15) два члена определяют зависимость константы скорости реакции от температуры. Один дает экспоненциальную зависимость $\exp\left(-\frac{E}{RT}\right)$, где E = const, второй представлен предэкспоненциальным множителем $k_0 T^{C/R}$. Предэкспоненциальный множитель в соответствии с теорией соударений молекул с твердой сферой определяется величиной $\overline{Z}_{AB}P$, где \overline{Z}_{AB} – частота соударений молекул *A* и *B*. Теория соударений для \overline{Z}_{AB} дает

$$\bar{Z}_{AB} = \text{const} \left(\frac{T}{\mu}\right)^{1/2},\tag{16}$$

где μ – приведенная масса ($\frac{1}{\mu} = \frac{1}{m_A} + \frac{1}{m_B}$, m_A , m_B – массы молекул A и B).

При рассмотрении теории соударений в случае бимолекулярных реакций отмечалось, что константа скорости бимолекулярной реакции равна

$$k_{AB} = \bar{Z}_{AB} P(A, B), \tag{17}$$

где \overline{Z}_{AB} — удельная частота соударений; P(A, B) — вероятность того, что соударение приводит к реакции. В простейшем случае, когда энергия соударения распределяется

по одной химической степени свободы, для константы скорости реакции получено выражение

$$k_{AB} = \overline{Z}_{AB} P \exp\left(-\frac{E}{RT}\right),\tag{18}$$

где P – стерический фактор. Из сопоставления (17) и (18) следует, что $P(A, B) = P \exp\left(-\frac{E}{RT}\right)$. Тем самым, сравнение (15) и (16) в теории соударений приводит к следующему:

$$(T)^{C/R} = (T)^{1/2}$$
 или $\frac{C}{R} = \frac{1}{2}$. (19)

Интерпретация *P* сводится к тому, что вероятность результата бимолекулярной реакции меньше единицы, т.е. $P \le 1$. Это объясняется тем, что не всякое бимолекулярное взаимодействие приводит к образованию продуктов реакции, даже в том случае, если энергия сталкивающихся частиц достаточно велика для того, чтобы частицы прореагировали между собой. Для того чтобы достаточно сложные молекулы прореагировали между собой, они должны быть соответствующим образом ориентированы одна относительно другой, поэтому величину *P* называют стерическим фактором. В теории активированного комплекса (переходного состояния) соответствующий член называют энтропийным фактором, и, т.к. энтропия активации меньше нуля, то *P* не может быть больше единицы.

При рассмотрении реакций обмена, идущих с образованием активированного комплекса, для случая квантовомеханической модели получено уравнение для константы скорости реакции вида

$$k = \frac{A_* \exp\left(-\frac{E_0}{RT}\right)}{T^{1/2} \left(1 - \exp\left(-\frac{B_*}{RT}\right)\right)^2},$$
(20)

где A_* и B_* — константы, вычисляемые теоретически. Использование уравнения (12) приводит к выражению для энергии активации

$$E_{\exp} = RT^2 \frac{\partial (\ln k_{\exp})}{\partial T} = E_0 - \frac{1}{2}RT + \frac{C_*R}{\exp\left(-\frac{B_*}{RT}\right) - 1},$$
(21)

где C_* — константа. Из (21) следует для константы скорости реакции k

$$k = \frac{A_* \exp\left(\theta - \frac{1}{2}\right)}{T^{1/2}} \exp\left(-\frac{E_{\exp}}{RT}\right),$$
(22)

где $\theta = \frac{C_*}{T\left(\exp\left(\frac{B_*}{RT}\right) - 1\right)}$, а член $\exp\left(\frac{B_*}{RT}\right) - 1$ дает характеристику частотного фактора.

Согласно уравнению (21), $E_{exp} = E_0 + \left(\theta - \frac{1}{2}\right) RT$, т.е. экспериментально наблюдаемая

энергия активации E_{\exp} должна увеличиваться с ростом температуры, поскольку растет θ (за счет $\exp\left(\frac{B_*}{RT}\right) \rightarrow 1$ при $T \rightarrow \infty$).

Таким образом, интерес представляет не только зависимость от температуры предэкспоненциального множителя, но и зависимость энергии активации от температуры. Для характеристики энергии активации в [7] рассматриваются энергетические состояния реагентов, продуктов и активированного комплекса. Вводится E_0 – потенциальная энергия исходного состояния

$$E_0 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{n_k} h v_i,$$
(23)

 v_i — частоты колебаний атомов; n_k — полное число колебательных степеней свободы; E_0 — нулевая энергия частиц реагентов (нулевая — в смысле нулевого, т.е. самого низкого энергетического уровня). Кроме того, определяется E_a как истинная энергия активации реакции: $E_a = E_0^{\neq} - E_0$, аналогично E_0 вводится E_0^{\neq} — нулевая энергия активированного комплекса $E_0^{\neq} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{n_k^{\neq}} hv_i^{\neq}$.

Для скорости реакции по теории переходного состояния приводится уравнение

$$v = \frac{k_{\rm B}T}{h} \frac{z^{\neq}}{z_1 z_2 \dots} \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right) c_1 c_2 \dots$$
(24)

Константу скорости реакции выражают в единицах молярности

$$k = \frac{k_{\rm B}T}{h} \frac{z^{\neq}}{z_1 z_2 \dots} \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right) N_{\rm A}^{n-1} M^{1-n} \, [\rm c^{-1}].$$
(25)

Здесь n – число взаимодействующих частиц; M – молярная масса; N_A – число Авогадро (здесь N_A/M – концентрация, выраженная как число частиц в единице массы вещества).

Основное значение [7] теории переходного состояния заключается в возможности вычисления предэкспоненциального множителя. Для этого необходимо вычислить статистические суммы для реагентов, отсчитанные от нулевых энергий: $z_1, z_2, ..., z^{\neq}$ (z^{\neq} – статистические суммы для активированного комплекса, отсчитанного от нулевой энергии). Полные статистические суммы есть произведение поступательных, вращательных и колебательных статистических сумм.

2/2

Поступательная

$$(z_i)_{\Pi} = \left(\frac{2\pi m_i k_{\rm B} T}{h^2}\right)^{3/2},$$
 (26)

где необходимо знать только массу частицы.

Вращательные для линейных частиц

$$z_{\rm B} = \frac{8\pi^2 k_{\rm B}T}{\gamma h^2} I, \qquad (27)$$

где *I* – момент инерции относительно центра масс.

Вращательные для нелинейных частиц

$$z_{\rm B} = \frac{8\pi^2 \left(k_{\rm B}T\right)^{3/2}}{\gamma h^3} \left(8\pi^3 I_x I_y I_z\right)^{1/2},\tag{28}$$

где I_x , I_y , I_z — моменты инерции частицы относительно главных осей инерции; γ — число симметрии, показывающее, сколькими независимыми способами частица может быть совмещена сама с собой. Отмечается, что методов экспериментального изучения геометрии активированного комплекса в настоящее время нет, в отличие от реагентов и продуктов; поэтому расчеты основываются на ряде априорно принимаемых предположений.

Колебательные статистические суммы для каждой степени свободы в приближении гармонического осциллятора (из спектров ИК и КР)

$$z_{\rm K} = \frac{1}{1 - \exp\left(-hv/k_{\rm B}T\right)}.$$
(29)

Таким образом, основное уравнение теории переходного состояния для константы скорости реакции дает зависимость от T, которая отличается от уравнения Аррениуса. Выражение для k содержит множитель T и зависящие от T статистические суммы. Если не учитывать вклад в эту зависимость колебательных сумм, считая, что вообще их

вклад невелик, то можно записать общее уравнение в виде $k = AT^n \exp(-E_a/RT)$, где A – строго не зависящий от T множитель; при невысоких T колебательные статистические суммы мало отличаются от единицы; лишь при очень высоких T, например, в процессах горения, колебательные суммы становятся много больше единицы; n – зависит от конкретного типа реакции; поступательные и вращательные статистические суммы имеют степенную зависимость от T.

Рассмотренный материал позволяет предложить две гипотезы, которые можно изучить в вычислительном эксперименте с дополнениями, и внести в математические модели трибохимической кинетики внешнего (адгезионного) трения [8–11]. Вопрос, который побудил прояснение точки зрения химической кинетики на зависимость скорости реакции от температуры, сводится к необходимости объяснить рост силы трения (или коэффициента трения при постоянной нагрузке на контактирующие поверхности) после ее падения и достижения минимума при увеличении скорости скольжения. В рамках исследованных моделей трибохимической кинетики [8, 12–14] это поведение было обусловлено тем, что используется простейшее приближение, отражающее следующую тенденцию: рост скорости скольжения приводит к линейному росту температуры в зоне топохимической реакции адгезионного схватывания и к линейной зависимости снижения энергии активации образования и роста ядер адгезионного схватывания на пятнах контакта взаимодействующих поверхностей. Линейный характер зависимости приводит к тому, что при определенных значениях скорости скольжения энергия активации становится отрицательной, что дает рост экспоненциальных членов зависимости. Рост силы трения при высоких скоростях фиксируется экспериментально и должен найти теоретическое объяснение. Математические модели трибохимической кинетики основываются на принятых предположениях и допущениях, которые можно развить, уточнить и проверить на предмет согласия с данными эксперимента. В то же время вычислительный эксперимент позволит наметить пути решения задачи, в частности, формально вычисляемую отрицательную энергию активации можно интерпретировать как рост концентрации активных частиц ("накачка") за счет развивающегося процесса образования и разрушения ядер адгезионного схватывания (мостиков сваривания) при росте числа элементарных актов контактирования и увеличении скорости скольжения поверхностей.

ФИНАНСИРОВАНИЕ РАБОТЫ

Отдельные результаты настоящей работы получены в рамках работ по Соглашению о предоставлении субсидии от 24 июня 2021 года № 075-11-2021-034 (идентификатор государственного контракта – 000000S407521QKZ0002) по теме: "Создание высокотехнологичного серийного производства многоступенчатых центробежных насосов для агрессивных сред с повышенной износо- и коррозионной стойкостью" с Министерством науки и высшего образования РФ.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. *Polanyi M., Wigner E.* Reprinted in the Collected Works of Eugene Paul Wigner. The Scientific Papers. Part I. Physical Chemistry: Berlin and Heidelberg: Springer–Verlag, 1997.
- 2. *Макарова Л.Л.* Химическая кинетика и катализ. Ижевск: Изд. центр "Удмуртский университет", 2019. 144 с.
- 3. Янг Д. Кинетика разложения твердых веществ. Перевод с англ. М.: Мир, 1969. 263 с.
- 4. *Бенсон С.* Основы химической кинетики / Под ред. чл.-корр. АН СССР Н.М. Эмануэля. Перевод с англ. М.: Изд-во Мир, 1964. 602 с.
- 5. *Розовский А.Я.* Гетерогенные химические реакции (кинетика и макрокинетика). М.: Наука, 1980. 324 с.
- 6. *Горичев И.Г.* Кинетика и механизмы растворения оксидов 3d-металлов в кислых средах. Автореферат диссертации доктора химических наук. Москва, 2000. 54 с.
- 7. Эммануэль Н.М., Кнорре Д.Г. Курс химической кинетики. М.: Высшая школа, 1984. 464 с.
- 8. Коптев Н.П., Юркин Ю.А., Лукашев Е.А. Качественный анализ математической модели топохимической кинетики адгезионного взаимодействия двух твердых тел в процессе трения скольжения // Теоретические и прикладные проблемы сервиса. 2007. № 2 (23). С. 20.
- Албагачиев А.Ю., Сидоров М.И., Ставровский М.Е. Топохимическая кинетика внешнего трения при механической и тепловой активации фрикционного контакта // Записки Горного института. 2018. Т. 231. С. 312.
- 10. Хайнике Г. Трибохимия. М.: Мир, 1987. 584 с.
- 11. *Яковлев Н.Н., Лукашев Е.А., Радкевич Е.В.* Проблемы реконструкции процесса направленной кристаллизации // Доклады Академии наук. 2008. Т. 421. № 5. С. 625.
- 12. Олейник А.В., Лукашев Е.А., Посеренин С.П. Статистические распределения отказов, генерируемые кинетикой накопления повреждений в материале деталей // Технология машиностроения. 2009. № 10. С. 29.
- 13. Vagin A.V., Sidorov M.I., Albagachiev A.Y., Stavrovskii M.E. Improving the life of artillery systems // Russian Engineering Research. 2017. V. 37. № 3. P. 211.
- 14. Лукашев Е.А., Коптев Н.П., Юркин Ю.А. Кинетические модели статистики накопления повреждений в конструкционных материалах: монография. М.: РГУТиС, 2007. 295 с.

– НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.891

ГРАНИЧНАЯ СМАЗКА ХИМИЧЕСКИ МОДИФИЦИРОВАННЫМ СЛОЕМ

© 2022 г. И. А. Буяновский^{1,*}, В. Д. Самусенко¹, С. С. Стрельникова¹, Ю. И. Щербаков¹

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

*e-mail: buyan37@mail.ru

Поступила в редакцию 17.07.2022 г. После доработки 13.08.2022 г. Принята к публикации 19.08.2022 г.

В настоящее время функционирование тяжелонагруженных узлов трения в режиме граничной смазки обеспечивают путем организации химически модифицированных слоев, разделяющих трущиеся поверхности. Для образования таких слоев в смазочный материал вводят химически активные присадки. В статье представлено краткое изложение истории разработки различных типов и составов химически активных присадок как следствия ужесточения условий функционирования узлов трения современных машин и механизмов. Показано, что химически активные соединения при незначительном изменении состава и структуры могут выполнять роли противоизносных, противозадирных или высокотемпературных антифрикционных присадок. Рассмотрены ключевые направления реализации процесса граничной смазки химически модифицированным слоем. Иллюстрация положений, приведенных в статье, произведена на базе, как литературных данных, так и результатов экспериментов.

Ключевые слова: граничная смазка, химически модифицированный слой, присадки, трение, износ, коррозионно-механическое изнашивание, модификатор трения, трибохимия, противозадирные свойства, противоизносные свойства

DOI: 10.31857/S0235711922060049

Практически все тяжелонагруженные узлы трения современных машин и механизмов, смазываемые жидкими или пластичными смазочными материалами (СМ), в определенные моменты (например, при пуске-останове, в "мертвых точках" в механизмах возвратно-поступательного движения, при внезапных перегрузках и т.д.) или постоянно (в сопряжениях, функционирующих при малых скоростях относительного перемещения трущихся тел, высоких удельных нагрузках и повышенных температурах) работают в режиме граничной смазки (Γ C) [1, 2]. В этом режиме сопряженные поверхности трущихся тел не разделены полностью слоем смазочного материала, а непосредственный контакт рабочих элементов узла трения, приводящий к резкому росту энергетических потерь на трение, повышению интенсивности изнашивания этих элементов и в конечном счете к задиру и непоправимой порче рабочих поверхностей и выходу из строя самого узла трения, предотвращается или, по крайней мере минимизируется за счет образования на участках непосредственного контакта граничных слоев, представляющих собой продукты активируемого трением взаимодействия (физико-химического, трибохимического или термохимического) активных компонентов смазочной среды с поверхностными слоями трущихся тел [1, 2].

Механизм смазочного действия таких слоев определяется их происхождением – *ад*сорбционным, т.е. образовавшимся в результате адсорбции молекул смазочной среды на поверхностях трения, или химически модифицированным, т.е. образовавшимся в результате химической (трибохимической) реакции взаимодействия химически активных компонентов смазочной среды с поверхностным слоем контактирующих тел. Феномен смазки адсорбционным слоем, включая смазку слоем, образованным в результате трибохимических превращений в смазочных материалах, не содержащих химически активные компоненты, подробно проанализирован в работах [1, 3], и в предлагаемой статье не рассматривается. Смазка химически модифицированным слоем обеспечивает смазываемому узлу трения работоспособность в существенно более широком диапазоне температур, нагрузок и скоростей, чем смазка граничным слоем адсорбционного происхождения и, начиная, с 20-х гг. ХХ века, широко применяется для обеспечения функционирования тяжелонагруженных узлов трения машин и механизмов различного назначения до настоящего времени. Для реализации этого режима смазки в смазочную композицию вводят присадки, содержащие такие элементы, как сера, фосфор, хлор, реже некоторые другие, а также их сочетания между собой (сера-фосфор, сера-хлор, хлор-фосфор и т.д.) или с металлами (цинк, молибден, свинец). Эти присадки функционально могут быть противоизносными (antiwear AW), противозадирными (extreme pressure EP) и антифрикционными (friction modifier FM) [4, 5].

При этом образование химически модифицированного слоя (ХМС) является многостадийным процессом. Первой стадией анализируемого процесса является физическая адсорбция молекул на поверхностях трения. Такие слои могут обеспечивать смазывание при малых нагрузках и температурах. При повышении нагрузок и температур и воздействии бомбардировки выделяющихся из обнажаемой поверхности металла контактирующих тел потока экзоэлектронов адсорбированные молекулы смазочной среды ионизируются и образуют на поверхностях трения хемосорбционные комплексы, а затем — металлоорганическую пленку, которая может осуществлять смазочное действие при умеренных режимах трения. Согласно теории Ч. Кайдаса, при тяжелых режимах трения эта пленка разлагается, выделяя ионы активных элементов, химически взаимодействующих с металлом поверхностей трения, на которых они адсорбированы, образуя неорганические ХМС, надежно разделяющие контактирующие тела и, тем самым, исключая/локализуя металлические контакты трущихся тел [1].

В статье рассмотрено трибологическое поведение смазочных материалов, в состав которых входят дисульфиды различной структуры и дитиофосфаты различных металлов, а также некоторые другие химически активные присадки при обеспечении реализации смазки поверхностей трения сопряженных деталей химически модифицированным слоем. Оценено влияние материалов трущихся тел на эффективность процесса граничной смазки химически модифицированным слоем. В качестве критериев оценки смазочных свойств образующихся химически модифицированных слоев использованы такие характеристики, как значения коэффициентов трения, энергий активации разрушения химически модифицированных слоев, состав этих и т.д.

Цель статьи — рассмотрение и анализ исследований в области граничной смазки химически модифицированным слоем, в средах, в которых изначально содержатся химически активные агенты.

Влияние структуры и состава присадок на смазочную способность образованных ими химически модифицированных слоев.

Противозадирные и противоизносные химически активные соединения широко применяются в качестве присадок к моторным, трансмиссионным маслам и к другим смазочным материалам современной техники. При лабораторных исследованиях трибологических характеристик таких присадок применяются различные методы, позволяющие воспроизводить процессы трения и изнашивания на простых, но в то же время достаточно адекватных моделях.

Одним из методов, при которых наглядно проявляется механизм смазочного действия этих присадок, являются испытания на машинах трения с медленным перемещением трущихся образцов и объемным нагревом узла трения и окружающего его смазочного материала от внешнего источника тепла, потому что медленное перемещение позволяет смазочной среде успеть сформировать на поверхностях трения химически модифицированный слой при температуре, определяемой как свойствами самой присадки, так и каталитическим воздействием обнажаемого в процессе трения металла трущихся поверхностей. Именно поэтому английский триболог Ф.Ф. Боуден (F.P. Bowden, 1950) исследовал трение в химически активных средах на машине трения Боудена–Лебена, реализующей именно этот метод исследования переходных температур при граничной смазке. В процессе исследования Боуден установил, что для каждого химически активного смазочного материала при определенной температуре коэффициент трения резко снижается вследствие образования на поверхностях контактирующих тел тончайших слоев продуктов взаимодействия материалов этих тел с химически активными компонентами смазочных материалов. Эти продукты составляют граничные слои, имеющие низкое сопротивление сдвигу, вследствие их образования при определенной температуре, что позволяет установить феноменологию их смазочного действия в тяжелонагруженном трибологическом контакте.

Дальнейшее развитие этого метода позволило М.М. Хрущову и Р.М. Матвеевскому создать температурный метод оценки смазочной способности масел и разработать лабораторные установки для его реализации Р.М. Матвеевский и его ученики широко использовали этот метод для оценки смазочной способности химически активных добавок к смазочным материалам, а обработка результатов испытаний, проведенных этим методом, позволяет оценить величины энергии активации процесса образования химически модифицированных слоев при трении и порядок этого процесса [7].

Трибологические методы оценки влияния состава присадок на смазочную способность масел, обсуждаемые в настоящей статье, прежде всего, включают испытания на четырехшариковых машинах, как по ГОСТ 9490-75, так и по ГОСТ 23.221-84. Это обеспечивает высокую однородность состава, структуры и физико-механических характеристик образцов-шариков, а также физико-химических характеристик их поверхностей, в результате чего существенно возрастает воспроизводимость получаемых результатов. Как правило, противоизносные характеристики исследуемых смазочных материалов оценивают по значению показателя износа $Д_{\rm I}$ (на стандартной четырехшариковой машине). После окончания испытаний пятна износа на нижних шариках исследуют, чтобы оценить состав вторичных структур, образовавшихся в процессе трения в процессе взаимодействия поверхностных слоев трущихся тел с активными компонентами смазочных материалов при заданных условиях испытаний.

Антифрикционные свойства исследуемых смазочных материалов оценивают по значениям коэффициентов трения при каждой исследуемой температуре и по зависимости коэффициента трения от температуры, которые получают при температурных испытаниях исследуемых масел в достаточно широком интервале температур при фрикционном взаимодействии поверхностных слоев трущихся образцов в среде растворов присадок, содержащих химически активные компоненты [9]. Испытания проводятся при постоянной нагрузке и очень низкой скорости перемещения трущихся тел, чтобы минимизировать фрикционный нагрев этих тел в зоне контакта, а пара трения и окружающий ее объем масла ступенчато нагревается от внешнего источника тепла. Обобщенная температурная зависимость коэффициентов трения от температуры приведена на рис. 1 [7, 8]

На участке *ABCD* зависимости величина коэффициента трения определяется соотношением между процессами образования и разрушения химически модифицирован-



Рис. 1. Участок ABCD обобщенной зависимости коэффициента трения от температуры и модели фрикционного контакта на участке *BCD*: *1* – металл контактирующих тел; *2* – химически модифицированный слой.

ного слоя (рис. 1). Здесь приведена упрощенная модель процесса, когда в инактивную смазочную среду вводят химически активные присадки, молекулы которых для простоты рассмотрим как двухкомпонентные, т.е. состоящие из активных компонентов и углеводородных радикалов. При температуре $T_{\rm M}$ (рис. 1, точка *B*) трение очень велико, оно сопровождается интенсивным адгезионным изнашиванием, что в дальнейшем может привести к заеданию трущихся тел и необратимой порче рабочих поверхностей. Однако при превышении этой температуры молекулы химически активной присадки разлагаются, выделяя химически активный элемент (S, P, Cl или их сочетания), вступающий во взаимодействие с обнаженными и активированными трением поверхностями с образованием химически модифицированного слоя, обладающего пониженным сопротивлением сдвигу и началу перехода от адгезионного износа к более мягкому, коррозионно-механическому (рис. 1). По мере дальнейшего увеличения температуры (участок ВС рассматриваемой зависимости) растет доля β поверхности контакта трущихся тел, покрытого модифицированным слоем, толщина которого достаточна для разделения контактирующих поверхностей, при учете одновременного изнашивания модифицированного слоя в процессе трения. При температуре $T_{\rm XM}$ достигается равновесие между процессами образования и изнашивания этого слоя, которое сохраняется в достаточно широком интервале температур, пока при температурах, превышающих T_{kp2}, скорость изнашивания не превзойдет скорость образования модифицированного слоя, что приведет к недопустимо высокой доле металлического контакта нагретых до достаточно высоких температур трущихся тел, следствием чего будет их схватывание, резкое повышение коэффициента трения, заедание и сваривание этих тел [7, 8].

Таким образом, процесс образования/разрушения химически модифицированного слоя можно охарактеризовать по величине коэффициента трения при любой температуре в интервале *BCD* или по значениям переходных температур $T_{\rm M}$, $T_{\rm XM}$ и $T_{\rm Kp2}$, но к настоящему времени установлено, что эти величины зависят от ряда факторов: от концентрации присадки, от скорости относительного перемещения, от скорости нагрева, от материалов контактирующих тел. Поэтому рационально, опираясь на основные положения химической кинетики, в качестве критериев оценки трибологических характеристик, использовать также кинетические характеристики процесса образования химической кинетики. К этим характеристикам относится, прежде всего, наблюдаемая энергия активации процесса образования химически модифицированных слоев, поскольку этот процесси модифицированного слоя, а также порядок этого процесса, которые определяются путем обра-



Рис. 2. Схема расчета наблюдаемой энергии *E* (а) и порядка *n* (б) процесса образования химически модифицированного слоя.

ботки результатов трибологического эксперимента [1, 7]. Основой расчета этих характеристик является оценка доли β контакта через модифицированный слой, образующийся при различных температурах на участке *BC* зависимости коэффициента трения от температуры контакта (рис. 2). Методика расчета этой величины подробно изложена в работе [7].

Согласно [1, 5], $\beta = \frac{f_{\rm M} - f_i}{f_{\rm M} - f_{\rm XM}}$, где $f_{\rm M}$ – коэффициент трения при температуре $T_{\rm M}$ (точка *B* на кривой *BC*, характеризующая трение до начала образования химически модифицированного слоя); $f_{\rm XM}$ – коэффициент трения при температуре $T_{\rm XM}$ (точка C, в которой достигается равновесие между процессами образования и изнашивания химически модифицированного слоя); f_i – значение текущего коэффициента трения на участке *BC* при текущей температуре.

Наблюдаемая энергия активации процесса образования химически модифицированного слоя численно равна тангенсу угла наклона зависимости $\ln\beta$ от обратных абсолютных температур анализируемого процесса, умноженному на величину универсальной газовой постоянной *R*. Порядок этого процесса рассчитывается как тангенс угла наклона зависимости изменения величины $\ln\beta$ с увеличением концентрации *C* химически активного компонента смазочного материала также по логарифмической школе (рис. 2).

Таким образом, энергия активации образования химически модифицированного слоя равна произведению тангенса угла α_1 , умноженному на значение универсальной газовой постоянной *R*, а порядок анализируемого процесса равен значению тангенса угла α_2 .

Анализ экспериментальных данных. В качестве примера приводим значения E и n, оцененные по рассмотренной выше методике. Испытанию подверглись химически активные присадки отечественного производства [8]: ДФ-11 по ГОСТ 12062-66, ЛЗ-23к по ГОСТ 1883-66 и Сульфол по МРТУ 6-03-113-64, растворенные в вакуумном масле ВМ-1 в четырех концентрациях. Испытания проводили на четырехшариковой машине KT-2 температурным методом в соответствии с ГОСТ 23.221-84 в интервале температур от комнатной до 250°С. Для каждой исследованной смазочной композиции испытания повторялись трижды. При этом разница между значениями коэффициентов трения, полученными при повторных испытаниях, не превышала 12%. При расчетах значений β , использовали среднее арифметическое по этим трем значениям коэффициентов трения. Наблюдаемые значения энергий активации оценивали в соответствии с рис. 2а; порядок процессов образования и разрушения исследованных модифицированных слоев рассчитывался в соответствии с рис. 26. Концентрация присадок здесь и ниже составляла 1% масс при оценке E; при оценке значения n вы-

Наименование присадки	Наблюдаемая энергия активации, кДж/моль	Порядок процесса
ДФ-11	51.0	0.21
ЛЗ-23к	23.0	0.42
Сульфол	24.6	0.24

Таблица 1. Наблюдаемые энергии активации процессов образования химически модифицированных слоев и значения порядков этих процессов

Таблица 2. Наблюдаемые энергии активации процессов образования химически модифицированных слоев и порядки этих процессов при смазке растворами дифенил- и дибензилдисульфида в масле BM-1

Наименование присадки	Энергия активации, кДж/моль	Порядок процесса
Дифенилдисульфид	52	0.22
Дибензилдисульфид	29	0.41

бирались три-четыре концентрации присадки. Значения полученных кинетических характеристик приведены в табл. 1.

Таким образом, противоизносная присадка ДФ-11 для активации процесса разрушения модифицированного слоя требует значительной энергии активации – 51 кДж/моль, противозадирные присадки ЛЗ-23к и Сульфол требуют существенно меньших энергий активации, но более высоких значений порядка процесса. Это вполне соответствует существующим представлениям о механизме действия противоизносных и противозадирных смазочных сред [8].

Сравним кинетические характеристики двух смазочных сред, активными компонентами которых являются органические дисульфиды – дифенилдисульфид (ДФДС) и дибензилдисульфид (ДБДС). Эти известные модельные присадки близки по диаметру молекул и по составу, но различаются по прочности связи R—S. ДФДС является прекрасной моделью противоизносной присадки, а дифенилдисульфид – противозадирной. Испытания проводили на той же установке и при тех же условиях, как и выше. Значения наблюдаемых энергий активации процессов образования/разрушения химически модифицированных слоев, обеспечивающих защиту от заедания трущихся тел и порядков процесса образования/разрушения этих слоев в среде растворов ДФДС и ДБДС в вазелиновом медицинском масле, приведены в табл. 2 (по данным [7].

Как и следовало ожидать, дифенилдисульфид проявил себя как противоизносная присадка, а дибензилдисульфид — как противозадирная.

Авторы работы [9] наглядно показали различие между трибологическим действием противозадирных и противоизносных присадок. На установке типа "pin-disc" (трущиеся тела из стали 100Сгб, скорость относительного перемещения 1 м/с, нагрузка на узел трения 2 кН, диаметр пальца 3.75 мм) исследовали состав поверхностных слоев трущихся тел после испытания в среде растворов трех серо- и фосфорсодержащих присадок, растворенных в масле SAE-80. В табл. 3 приведены составы поверхностных слоев после окончания испытаний в исследуемых средах.

Анализ табл. 1 предельно ясно показывает различие между ЕР и АW присадками. ЕР серо- и фосфорсодержащая присадка обеспечивает защиту от заедания путем облегчения износа поверхностного слоя, так что продукты трибохимической реакции состоят на 58% из металла трущихся тел. Диалкилдитиофосфаты цинка и свинца наоборот, защищают поверхности трущихся тел от износа, образуя химически модифицированный слой из продуктов своего разложения и вторичных реакций, так что потеря железа (т.е. непосредственная потеря материала детали) всего 3–9 масс.%. Таким образом,

Состав и концентрация при- садки	Концентрация элементов в поверхностном слое, масс%*					
	Fe	Р	S	Zn	Pb	
5% <i>S—P</i> содержащая ЕР присадка	58	38	4	_	_	
100% диалкилдитиофосфат цинка (P, S, Zn)	9	21	1	69	—	
20% диалкилдитиофосфат свинца (P, S, Pb)	3	5	21	—	69	

Таблица 3. Состав продуктов реакции на изношенной поверхности образцов из стали 100Сг6 в исследуемых средах (по данным [9])

*Определено с помощью EDX-анализа.

Таблица 4. Составы продуктов реакции на изношенных поверхностях образцов из стали ШХ-15 в 1.0% растворах присадок ДФ-11 и Molyvan L в масле M-11 (по данным [13])

Присалиа	Обнаруженные элементы, % ат.						Коэффициент
присадка	С	Fe	Р	S	Zn	Mo	трения
_	2.59	97.5	-	-	-	-	0.110
ДФ-11	2.109	93.9	1.408	0.402	1.989	-	0.100
Molyvan L	2.10	85.6	0.3	0.2	-	11.8	0.068

Продолжительность испытаний 240 мин, осевая нагрузка – 196 Н.

металлоорганические дитиофосфаты образуют модифицированные слои практически без участия подложки и они, согласно [9], могут быть эффективны при трении достаточно инертных материалов, например, высокохромистых сталей.

Тем не менее, необходимо иметь в виду, что состав продуктов взаимодействия химически активных присадок, а соответственно и продуктов износа в значительной степени определяются также режимом функционирования узла трения и концентрацией присадок.

Рассмотрим влияние процесса химической модификации поверхностных слоев пятен износа, образовавшихся в результате испытаний на стандартной четырехшариковой машине растворов в минеральном масле М-11 дитиофосфатов двух различных металлов — цинка (присадка ДФ-11) и молибдена (присадка Molyvan L). Как известно, дитиофосфат цинка является мягкой противоизносной присадкой [10, 11], а Molyvan L типичной высокотемпературной антифрикционной присадкой [12]. Сравнение составов их поверхностных слоев, оцененных на электронном микроскопе Стереоскан-4 с микроанализатором системы "Линк" и их антифрикционных свойств показывает, что близкие по составу смазочные среды при замене всего лишь одного элемента могут давать совершенно отличные результаты (табл. 4).

Рассмотрим модели фрикционного контакта в исследуемых средах — растворенных в минеральном масле дитиофосфатах цинка и молибдена.

Согласно [13], слои, формируемые дитиофосфатом молибдена на поверхностях трения, при температурах до 220°С отличаются от слоев, формируемых дитиофосфатами цинка, будучи более раз упрочненными. При нагревании они разлагаются с выделением дисульфида молибдена MoS_2 . Кроме того, на поверхностях трения выделяются также MoO_3 и $FePO_4$, MoS_2 формируется непосредственно на поверхности трения, а MoO_3 – на глубине 10 нм. $FePO_4$, локализованный во всем поверхностном слое, имеет более высокую твердость и обеспечивает достаточно высокую износостойкость



Рис. 3. Интегральная схема поверхности трения при смазке дитиофосфатом молибдена (по В.Л. Лашхи): R – доля поверхности трения, покрытая химически модифицированным слоем; Q – доля поверхностного слоя, покрытая MoS₂; R–Q – доля поверхности трения, покрытая FeS. 1–R – доля поверхности трения, по которой осуществляется непосредственный металлический контакт (по данным [13]).

поверхностному слою, а высокие антифрикционные свойства этому слою придают MoS_2 и MoO_3 .

При невысоких температурах сочетание дитиофосфатов молибдена с дитиофосфатом цинка или с другими серосодержащими присадками повышает эффективность смазочного действия вследствие увеличения соотношения Mo/S в поверхностных слоях. Согласно модели поверхностного слоя, предложенной В.Л. Лашхи (рис. 3), основными соединениями, формирующими модифицированный слой при смазке дитиофосфатом молибдена являются MoS_2 и FeS. Площадь, занимаемая MoS_2 , в 1.4 раза больше площади, занимаемой FeS.

Граничная смазка тел с покрытиями алмазоподобным углеродом. Последние десятилетия на рабочие поверхности сопряженных деталей узлов трения машин и механизмов различного назначения наносят покрытия алмазоподобного углерода (diamond like carbon DLC). Эти покрытия обладают уникальным сочетанием высокой твердости, химической инертности, высокой износостойкости, прекрасной теплопроводностью и очень низким температурным расширением [14]. Достаточно эффективны водородсодержащие DLC-покрытия при функционировании в режиме граничной смазки в поверхностно-активных средах. Тем не менее, пределы работоспособности смазочных слоев адсорбционного происхождения, пусть даже расширенные применением DLC, в ряде случаев бывают недостаточными для современных тяжелонагруженных узлов трения. Однако алмазоподобные покрытия весьма инертны и обладают низкой поверхностной энергией, что затрудняет организацию прочного химически модифицированного слоя, используя присадки, вполне эффективные при трении сталей [14, 15]. Тем не менее, существуют два пути обеспечения образования этого слоя: 1) подбор компонентов смазочного материала, взаимодействие которых приводит к образованию химически модифицированного слоя [16, 17] (например, совместное применение дитиокарбамата молибдена и дитиофосфата цинка в качестве присадок к маслу, смазывающему пару трения DLC-DLC или сталь-DLC позволяет в результате трибохимической реакции образовать тончайший, пусть не сплошной, слой дисульфида молибдена); по данным ряда исследователей при трении стали по DLC-покрытию в среде раствора химически модифицированный слой образуется только на стальном образце, а на DLC-покрытии такой слой не образуется. В процессе трения химически модифицированный слой со стального образца переносится на образец с DLC-покрытием, в результате чего реализуется процесс смазывания; 2) легирование алмазоподобного покрытия элементами, которые, взаимодействуя со

Легирующий	Продолжительность испытания, мин						
элемент	0	10	20	30	40	50	60
_	0.15	0.16	0.170	0.172	0.174	0.175	0.18
вольфрам	0.15	0.16	0.135	0.10	0.090	0.090	0.09
молибден	0.16	0.16	0.125	0.10	0.070	0.060	0.06

Таблица 5. Влияние продолжительности испытания на коэффициент трения стали ШХ-15 по МКУ-покрытию нелегированному и легированному соответственно W и Мо при смазке маслом ПАО-4 + 2% ДФ-11

смазочной средой, содержащей химически активные компоненты, образует химически модифицированный слой (например, алмазоподобное покрытие, легированное вольфрамом, при трении в серосодержащей смазочной среде, образует на поверхностях трения тончайший слой дисульфида вольфрама, который является эффективным твердым смазочным материалом [18]. В табл. 5 приведены примеры образования дисульфидов вольфрама и молибдена при трении стали по стали с покрытиями монокристаллическим углеродом МКУ-покрытием), легированными соответственно вольфрамом и молибденом. При трении в смазочной среде, в состав которой входит серосодержащая присадка $Д\Phi$ -11, происходят трибохимические реакции серы, выделившейся при разложении присадки под действием, генерируемой в процессе трения температуры и воздействии эмитируемых при трении экзоэлектронов. Сера вступает во взаимодействие с легирующими углеродными покрытиями металла, образуя в первом случае дисульфид вольфрама, а во втором случае – дисульфид молибдена, чем и объясняется резкое снижение коэффициента трения в исследуемых трибосопряжениях в процессе испытания, поскольку дихалькогениды и молибдена, и вольфрама являются прекрасными твердыми смазочными материалами [19].

Таким образом, легирование МКУ-покрытия как W, так и Mo обеспечивает заметное повышение антифрикционных свойств серосодержащего смазочного масла. Можно констатировать, что химически модифицированный слой синтезируется в таких парах трения *in situ*, а присадка здесь является только поставщиком серы. Этот, основанный на высказанной Б. Подгорником еще в 2003 г. идее повышения смазочной способности серосодержащих масел путем легирования вольфрамом углеродных покрытий трущихся тел, представляется весьма перспективным.

Заключение. В статье выявлены, изложены и проанализированы ключевые положения реализации граничной смазки трущихся тел химически модифицированным слоем. Сформулированы основные требования к химически-активным присадкам, осуществляющим определенные трибологические функции. Показано, что критериями подбора оптимальных химически активных присадок к тем или иным функциям масел являются значения наблюдаемых энергий активации и порядков трибохимической реакции образования/разрушения модифицированного слоя; а также значений коэффициентов трения при рабочих и при переходных температурах, составов химически модифицированных слоев и т.д. Рассмотрены феноменологические модели трения при граничной смазке, описывающие реализацию химически модифицированного слоя при этом режиме смазки.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Surface Modification and Mechanisms / Ed. by G.E. Totten E.G., Hong Liang. NY, Basel: Marcel Dekker Inc. 2004. 756 p.
- 2. *Буяновский И.А.* Граничная смазка. В кн.: Трибология. Состояние и перспективы: сборник научных трудов. В 4-х томах. Т. 2. Смазка и смазочные материалы. Уфа: РИК УГАТУ, 2019. С. 170.
- 3. Zhang J., Meng Y. Boundary lubrication by adsorption film // Friction. 2015. V. 3. P. 115.
- 4. *Xue Q., Liu W.* Tribochemistry and the development of AW and EP oil additives a review // Lubrication Science. 1994. T. 7. № 1. C. 81.
- 5. Гришин Н.Н., Середа В.В. Энциклопедия химмотологии. М.: Изд-во "Перо". 2016. 960 с.
- 6. Хрущов М.М., Матвеевский Р.М. Новый метод испытаний смазочных масел // В кн.: Трение, износ и микротвердость материалов. Избранные работы к 120-летию со дня рождения М.М. Хрущова. М.: КРАСАНД. 2012. С. 121.
- 7. Буяновский И.А. Оценка кинетических характеристик трибохимических процессов при граничной смазке // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2006. № 12. С. 22.
- Золотов В.А. Присадки (добавки) к смазочным материалам // В кн.: Трибология. Состояние и перспективы: сборник научных трудов. В 4-х томах. Т. 2. Смазка и смазочные материалы. Уфа: РИК УГАТУ, 2019. С. 378.
- 9. *Uetz H., Khosrawi M. A., Föhl J.* Mechanism of reaction layer formation in boundary lubrication // Wear. 1984. T. 100. № 1–3. C. 301.
- 10. Zhang J. et al. Boundary friction of ZDDP tribofilm // Tribology Letters. 2021. T. 69. № 1. C. 1.
- 11. *Lyu B. et al.* A Boundary Lubrication Model and Experimental Study Considering ZDDP Tribofilms on Reciprocating Friction Pairs // Tribology Letters. 2022. T. 70. № 2. C. 1.
- 12. Spikes H. Friction modifier additives // Tribology Letters. 2015. T. 60. № 1. C. 1.
- Лашхи В.Л., Чудиновских А.Л. Физико-химические основы химмотологии моторных масел. М.: ООО "Издательский дом Недра", 2015. 355 с.
- 14. *Meng Y., Xu J., Jin Z. et al.* A review of recent advances in tribology // Friction. 2020. V. 8. № 2. P. 221.
- 15. *Cyriac F. et al.* Behavior and interaction of boundary lubricating additives on steel and DLC-coated steel surfaces // Tribology International. 2021. T. 164. C. 107.
- 16. Kosarieh S., Morina A., Flemming J. et al. Wear mechanisms of hydrogenated DLC in oils containing MoDTC // Tribol. Lett. 2016. V. 64. № 4. P. 2.
- 17. De Feo M., Minfray C., De Barros Bouchet et al. A going impact on tribological properties of MoDTC-containing base oil // Tribol. Intern. 2015. V. 92. P. 126.
- 18. Zahid R., Masjuki H.H., Varman M. et al. Effect of lubricant formulations on the tribological performance of self-mated doped DLC contacts: A review // Tribol. Lett. 2015. V. 58. № 2. P. 1.
- Пучков В.Н., Лобова Т.А., Марченко Е.А. Смазочные материалы твердые (твердые смазки) // В кн.: Трибология. Состояние и перспективы: сборник научных трудов. В 4-х томах. Т. 2. Смазка и смазочные материалы. Уфа: РИК УГАТУ, 2019. С. 398.

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.91.01

ОЦЕНКА ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН С ИЗНОСОСТОЙКИМИ ГАЗОТЕРМИЧЕСКИМИ ПОКРЫТИЯМИ ПРИ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКЕ

© 2022 г. А. А. Ковалев^{1,*}, А. С. Краско¹, Н. В. Рогов¹

¹Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия *e-mail: kovalevarta@gmail.com

> Поступила в редакцию 08.10.2021 г. После доработки 17.05.2022 г. Принята к публикации 21.06.2022 г.

В настоящей статье рассматриваются модели оценки шероховатости поверхностей деталей машин с износостойкими покрытиями при токарной обработке. Была предложена модель оценки шероховатости, позволяющая установить взаимосвязь между получаемой при токарной обработке величиной шероховатости поверхности газотермического покрытия с режимами резания, геометрическими параметрами резца и свойствами материалов заготовки и инструмента.

Ключевые слова: шероховатость поверхности, износостойкие газотермические покрытия, труднообрабатываемые материалы, токарная обработка газотермических покрытий, режимы резания, геометрические параметры режущего инструмента

DOI: 10.31857/S023571192205008X

Обеспечение эксплуатационных свойств ответственных деталей машин и технологической оснастки, работающих в условиях многофакторных воздействий, в современном машиностроении реализуется, в частности, посредством нанесения функциональных покрытий, в том числе газотермическими методами [1–6].

На сегодняшний день наиболее перспективными способами газотермического напыления являются плазменное (APS) и высокоскоростное газопламенное (HVOF, HVAF) напыление, позволяющие в условиях мелкой серии заменить химико-термическую обработку и нанесение гальванических покрытий, что потенциально даст возможность повысить гибкость производства [2, 7–11].

Покрытия, полученные такими способами, обладают высокой износостойкостью, однако в процессе их формирования не обеспечивается заданная разменная точность и шероховатость поверхности детали, что приводит к необходимости их дальнейшей механической обработки.

Износостойкость покрытий, обусловленная их высокой твердостью и хрупкостью, вызывает трудности при последующей механической обработке, а наличие переходной зоны между покрытием и основным материалом является ограничением по назначению технологических режимов [12–17].

В настоящее время для обработки износостойких покрытий широко применяются методы абразивной обработки, однако для пар трения, вследствие шаржирования, требуется дополнительная ультразвуковая очистка поверхности. Помимо этого, в условиях мелкосерийного производства абразивные методы не обладают требуемой

гибкостью. Исходя из этого, наиболее рациональным методом обработки покрытий является лезвийная обработка — точение и фрезерование.

В связи с этим, актуальной задачей является оценка параметров качества поверхностей деталей с износостойкими покрытиями при токарной обработке с учетом труднообрабатываемости материалов и наличием переходной зоны между покрытием и основным материалом детали.

Разработка модели оценки шероховатости поверхности покрытия. В работах А.М. Дальского и А.Г. Суслова [18–20] изложены методики оценки шероховатости поверхности, полученной при обработке заготовок точением. Рассмотренная модель шероховатости учитывает составляющие профиля шероховатости, обусловленные: геометрией и кинематикой перемещения рабочей части инструмента; колебаниями инструмента относительно обрабатываемой поверхности; пластическими деформациями в зоне контакта инструмента и заготовки; шероховатостью рабочих поверхностей инструмента.

На первом этапе рассматривается геометрически-кинематическая составляющая профиля шероховатости. Исходными данными являются следующие параметры: φ – главный угол резца в плане, град; φ_1 – вспомогательный угол в плане, град; S_o – подача инструмента, мм/об; r_e – радиус при вершине резца, мм.

При расчете составляющей шероховатости, обусловленной геометрией и кинематикой перемещения рабочей части инструмента, возможны четыре случая соотношений исходных данных между собой. При этом, сравниваются величины углов φ и φ_1 со значением $\arcsin(S_o/2r_e)$ и, исходя из этого, возможны следующие случаи: 1) $\varphi > \arcsin(S_o/2r_e)$, $\varphi_1 > 2 \arcsin(S_o/2r_e)$; 2) $\varphi \leq \arcsin(S_o/2r_e)$, $\varphi_1 \leq \arcsin(S_o/2r_e)$; 3) $\varphi > \arcsin(S_o/2r_e)$, $\varphi_1 \leq \arcsin(S_o/2r_e)$; 4) $\varphi \leq \arcsin(S_o/2r_e)$, $\varphi_1 > 2 \operatorname{crcsin}(S_o/2r_e)$, $\varphi_1 > 2 \operatorname{crcsin}(S_o/2r_e)$; 4) $\varphi \leq \arcsin(S_o/2r_e)$, $\varphi_1 > 2 \operatorname{crcsin}(S_o/2r_e)$.

Кинематическая составляющая профиля шероховатости поверхности при точении обусловлена геометрическими параметрами режущей пластины резца и величиной подачи инструмента [18]. Таким образом, под кинематической составляющей профиля понимается след, который оставляет инструмент на поверхности заготовки в процессе резания, перемещаясь вдоль ее оси.

Для оценки шероховатости используют соотношение (1) [19], определяющее высоту неровности Rz', образованной при прохождении резца (рис. 1).

$$Rz' = \frac{125S_o^2}{r_e}.$$
 (1)

При более высоких значениях подачи в процессе резания помимо главной режущей кромки и криволинейного участка режущей кромки резца участвует также вспомогательная режущая кромка. Таким образом, представленная на рис. 1 модель формирования шероховатости становится некорректной.

Очевидно, что профиль шероховатости при точении с участием вспомогательной режущей кромки будет формироваться из следов криволинейного участка режущей кромки и вспомогательной режущей кромки резца, что графически представлено на рис. 2.

Оценка шероховатости проводится на основании геометрических построений (рис. 2), согласно которым, кинематическая составляющая профиля шероховатости *Rz* определяется в соответствии с равенством

$$Rz = DC - CE.$$

Для удобства дальнейшей записи вводятся следующие параметры: ω – угол, определяемый из $\Delta O_1 FC$ по формуле (2); ψ – угол, определяемый из $\Delta O_1 FC$ в соответствии с теоремой синусов по формуле (3).

$$\omega = 90^\circ + \varphi_1. \tag{2}$$



Рис. 1. Формирование кинематической составляющей шероховатости поверхностного слоя при малых подачах.



Рис. 2. Формирование кинематической составляющей шероховатости поверхностного слоя при высоких подачах.

$$\sin \Psi = \frac{FO_1 \sin \omega}{CO_1} = \frac{r_e \sin \omega}{r_e - DC};$$

$$\Psi = \arcsin\left(\frac{\sin \omega(r_e - DC)}{r_e}\right).$$
(3)

На основании геометрических построений (рис. 2) получено равенство (4)

$$R_{\rm l} = DC = \operatorname{tg} \varphi_{\rm l} \left(S_o - r_e \operatorname{tg} \left(\frac{\varphi_{\rm l}}{2} \right) \right). \tag{4}$$

Окончательно, с учетом введенных соотношений, получена следующая система уравнений (5), по которой рассчитывается геометрически-кинематическая составляющая шероховатости поверхности:

$$Rz = \begin{cases} \frac{125S_o^2}{r_e}, & \text{если} \quad S_o \le 2r_e \sin \varphi_1, \\ R_1 - \sin \varphi_1 \sqrt{(r_e - R_1)^2 + r_e^2 - 2r_e (r_e - R_1) \cos (90^\circ - \varphi_1 - \psi)}, \\ \text{если} \quad 2r_e \sin \varphi_1 < S_o \le \frac{2r_e}{\sin \varphi_1}. \end{cases}$$
(5)

При пересчете параметра R_z в параметр Ra принимается соотношение $Ra = 0.2R_z$ [19].

Составляющая профиля шероховатости, обусловленная колебаниями инструмента относительно обрабатываемой поверхности, определяется способом, предложенным в [18], по формуле (6)

$$h_2 = \frac{P_z}{j},\tag{6}$$

где P_z – сила резания, H; *j* – жесткость технологической системы, кH/мм.

В источнике [18] для расчета силы резания предлагается использовать эмпирические зависимости, приведенные в [21]. Недостатком такого подхода является отсутствие справочных данных при обработке труднообрабатывемых материалов, например, титановых сплавов.

В настоящей статье, при определении составляющей профиля шероховатости h_2 используется аналитическая зависимость для расчета силы резания, приведенная в [22], которая позволяет получить данные для любых материалов с известными физическими свойствами.

Для расчета жесткости технологической системы используется зависимость, представленная в [23] (соотношение (7))

$$j = \frac{0.004EJ}{HL^2},$$
 (7)

где E – модуль упругости материала резцедержателя, МПа; J – момент инерции сечения резцедержателя, мм⁴; H – размер резцедержателя в плоскости y0z, мм; L – вылет резца, мм.

При оценке шероховатости в предлагаемой модели не учитывается пластическая деформация, т.к. она вносит несущественный вклад в общую величину шероховатости. Помимо этого, данное допущение справедливо при оценке шероховатости после токарной обработки материалов с низкой пластичностью, в частности, износостойких покрытий.

На основании полученных ранее зависимостей (5) и (6) разработана обобщенная модель оценки шероховатости $R_{z_0}(8)$, которая также учитывает величину шероховатости вершины резца (в соответствии с рекомендациями в [18–20])

$$Rz_0 = Rz + h_2 + Rz_1, (8)$$

где Rz_1 – шероховатость поверхности вершины резца, мкм.

В процессе точения шероховатость вершины резца изменяется, поэтому в предлагаемой модели R_{z_1} принимается равным среднему арифметическому значений шероховатости поверхности вершины резца до и после обработки.

Сравнительный анализ моделей оценки шероховатости поверхностей деталей с износостойкими покрытиями. Сравнение существующей модели [18–20] и предложенной в настоящей статье обобщенной модели оценки величины шероховатости в зависимости от параметров механической обработки точением проводится в программе Matlab с использованием генератора случайных чисел. В табл. 1 представлены диапазоны исходных данных, принятые для выполнения машинного эксперимента. Для оценки

Таблица 1. Исходные данные для машинного эксперимента				
Коэффициент теплопроводности материала резца, λ_p , BT/(м °C)		20-50		
Главный угол резца в плане, ф, град		45-95		
Вспомогательный угол резца в плане, ϕ_1 , град		10-40		
Радиус при вершине резца, <i>r</i> , мм		0.05 - 0.80		
Коэффициент теплопроводности обрабатываемого материала, λ, Вт	с∕(м °С)	20-100		
Объемная теплоемкость обрабатываемого материала, $c\rho$, МДж/(м ^{3 с}	°C)	2.5 - 5.0		
Передний угол резца, ү, град.		-5-5		
Коэффициент трения по напряжению текучести, μ		0.2 - 0.5		
Коэффициент трения между стружкой и передней поверхностью ре	зца, µ ₁			
Коэффициент трения между обработанной поверхностью заготовки верхностью резца на длине контакта, µ2	и задней по-			
Длина контакта задней поверхности резца и обработанной поверхности заготов- ки, <i>I</i> ₃ , мм				
Напряжение текучести обрабатываемого материала, σ _s , МПа				
Задний угол резца, α, град.		-15-15		
Температура плавления обрабатываемого материала, $t_{\text{плав}}, ^{\circ}\text{C}$		1300-1700		
Модуль упругости материала резца, $E_{\rm p} \times 10^5,{ m M}\Pi{ m a}$		1.9-2.1		
Размеры поперечного сечения резца	<i>H</i> _p , мм	20-25		
	<i>B</i> _р , мм			
Вылет резца, <i>L</i> _p , мм				
Предел прочности обрабатываемого материала, $\sigma_{_{\rm B}},$ МПа				
Шероховатость поверхности вершины резца, <i>R</i> z ₁ , мкм				
Скорость резания, <i>v</i> , м/мин	50-500			
Подача резца, s, мм/об		0.05 - 0.50		
Глубина резания, <i>t</i> , мм		0.05 - 1.50		

возможных вариантов сочетаний "обрабатываемый материал—материал режущего инструмента" были использованы данные для обрабатываемых материалов в диапазоне от высоколегированных сталей (например, 20Х23Н18) до цветных металлов и сплавов (таких как, например, бронза БрАЖ9-4). Свойства материала режущего инструмента также были взяты в широком диапазоне — от инструментальных сталей (У8, У12 и др.) до твердых сплавов (таких как T5К10, T15К6 и др.).

Для большого числа машинных экспериментов целесообразно провести корреляционный анализ, согласно которому наибольшее влияние на величину шероховатости оказывают параметры ϕ_1 , *r* и *s*, причем увеличение величины вспомогательного угла в плане и подачи вызывает ухудшение шероховатости обрабатываемой поверхности, в то время как увеличение радиуса режущей кромки улучшает шероховатость.

Таким образом, предложенная в настоящей статье обобщенная модель (8) для оценки составляющей шероховатости, обусловленной геометрией и кинематикой перемещения рабочей части инструмента, имеет более рациональный вид, чем предложенная в источнике [19], т.к. в (8) в качестве исходных данных входят φ_1 , *r* и *s*, оказывающие наибольшее влияние на значение величины шероховатости. При этом в [18–20] к вышеуказанным параметрам добавляется также главный угол в плане, φ , который, как показал корреляционный анализ, слабо влияет на результирующее значение величины шероховатости [18–20].

	<i>v</i> , м/мин	<i>s</i> , мм/об	<i>t</i> , мм
min	100	0.01	0.005
max	400	0.04	0.025

Таблица 2. Диапазоны изменения независимых переменных, принятые в исследовании [24]

Сравнение моделей шероховатости поверхностей деталей с экспериментальными данными. Был проведен сравнительный анализ предложенной обобщенной модели (8) с экспериментальными данными, приведенными в работе [24], в которой исследовалось влияние режимов обработки титанового сплава Ti-6Al-4V точением на величину шероховатости с использованием резца с пластиной из твердого сплава и углами $\varphi = 90^\circ$, $\varphi_1 = 30^\circ$, $\gamma = 0^\circ$ и $\alpha = 15^\circ$. Данная работа была выбрана для верификации полученной зависимости, т.к. часто на основе твердых соединений титана формируют износостойкие покрытия, применяемые в различных областях машиностроения.

С целью упрощения графического представления результатов эксперимента [24] с использованием программы Matlab была проведена аппроксимация данных квадратичным полиномом. Независимыми переменными в полученном выражении (9) являются v (м/мин), s (мм/об) и t (мм), а зависимой – шероховатость Ra (мкм).

$$Ra = 0.28 - 0.0018v + 23.12s + 33.83t + 0.0000033v^{2} - 64.64s^{2} - - 1295.45t^{2} - 0.0017vs + 0.0125vt - 391.67st,$$
(9)
$$R^{2} = 0.9803, \quad F = 264.90 > F_{0} = 3.24,$$



Рис. 3. Сравнение результатов при постоянной глубине резания t = 0.005 мм: 1 - разработанная модель; 2 - существующая зависимость [18–20]; 3 - экспериментальные данные.



Рис. 4. Сравнение результатов при постоянной глубине резания t = 0.015 мм: I – разработанная модель; 2 – существующая зависимость [18–20]; 3 – экспериментальные данные.



Рис. 5. Сравнение результатов при постоянной глубине резания *t* = 0.025 мм: *I* – разработанная модель; *2* – существующая зависимость [18–20]; *3* – экспериментальные данные.

где R^2 – коэффициент детерминации принятой регрессионной модели; F – критерий Фишера принятой регрессионной модели; F_0 – критическое значение критерия Фишера с учетом числа наблюдений (n = 20) и числа независимых переменных (m = 3).

Средняя относительная погрешность значений, рассчитаных на основании регрессионного уравнения, составила 3.14%.

Диапазоны изменения режимов точения приведены в табл. 2.

На рис. 3—5 графически представлено сравнение результатов оценки шероховатости по зависимостям, предложенным в [18—20], разработанной обобщенной модели (8), а также эмпирической зависимости (9).

Обобщенная модель (8) и зависимость из [18–20] дают хорошую сходимость с экспериментальными данными из [24]. В предложенной обобщенной зависимости средняя погрешность результатов расчета шероховатости составила 17.81%, в зависимости из [18–20] – 22.28%, при этом среднее расхождение результатов расчета по ним составило 9.63%.

Выводы. Предложенная в настоящей статье обобщенная модель (8), используемая для оценки шероховатости поверхностей деталей с износостойкими покрытиями при токарной обработке, учитывает характеристики материала, влияющие на величину силы резания, которая, в свою очередь, оказывает влияние на величину шероховатости поверхностного слоя после точения, в то время как зависимость, предложенная в [18–20], основывается только на эмпирических данных силы резания, которые отсутствуют для современных материалов, в том числе, различных функциональных покрытий, используемых в машиностроении.

Машинный эксперимент по сравнению с существующей и вновь разработанной зависимостью показал, что в широком диапазоне исходных данных (табл. 1) результаты расчета существенно не различаются.

В обобщенной модели оценки шероховатости (8) не учитывается составляющая шероховатости, обусловленная пластическими деформациями в зоне контакта инструмента и заготовки, т.к. в процессе исследования зависимости из [18–20] было установлено, что она не оказывает существенного влияния на величину шероховатости, рассчитываемую по обобщенной модели. Как было отмечено ранее, это справедливо для хрупких материалов, к которым, в частности, относятся износостойкие покрытия.

Необходимо отметить, что предложенная модель не учитывает эксплуатационные характеристики системы деталь—покрытие, в частности, прочности сцепления, что требует дальнейших исследований в данном направлении.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Ковалев А.А., Краско А.С. Перспективы сокращения трудоемкости изготовления деталей машин за счет применения функциональных покрытий // Механика и машиностроение. Наука и практика. 2020. Т. 3. С. 27.
- 2. Ковалев А.А., Краско А.С. Перспективы и проблемы применения сверхзвукового плазменного напыления в условиях мелкосерийного производства // Современные материалы, техника и технология. 2020. С. 174.
- 3. Tokarev D.I., Drozdov A.A., Gulyaev M.N., Sirotenko L.D., Muratov K.R., Ablyaz T.R., Islamov V.F. Surface roughness in the machining of F-4K20 composite // Russian engineering research. 2019. V. 39. № 2. P. 167.
- 4. *Philip Selvaraj D.* Optimization of Surface Roughness of Duplex Stainless Steel in Dry Turning Operation Using Taguchi Technique // Materials Physics and Mechanics. 2018. V. 40. № 1. P. 63.

- 5. Alajmi M.S., Almeshal A.M. Prediction and Optimization of Surface Roughness in A Turning Process Using the ANFIS-QPSO Method // Materials. 2020. V. 13. № 13. P. 1.
- 6. Nabil K., Zahia H., Yalles M.A., Ouelaa N. Statistical analysis of surface roughness by design of experiments in hard turning // Mechanika. 2012. V. 18. № 5. P. 605.
- 7. Албагачиев А.Ю., Ковалев А.А., Краско А.С. Выбор метода упрочняющей обработки деталей машин в условиях автоматизированного мелкосерийного производства // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2021. № 2. С. 4.
- 8. Макаров Р.В., Осколкова Е.Р. Влияние вибраций на шероховатость поверхности при точении со смазочно-охлаждающими жидкостями // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2006. № 4–3 (28). С. 76.
- 9. Ротаренко О.Ю., Любомудров С.А. Исследование зависимости шероховатости поверхности от скорости резания при точении титановых сплавов // Неделя науки СПбГПУ (материалы научно-практической конференции). 2014. С. 228.
- 10. Некрасов В.Н., Черданцев А.О., Черданцев П.О. Исследование процесса формирования шероховатости обработанной поверхности при точении // Ползуновский вестник. 2016. № 3. С. 71.
- 11. Жуков Э.Л., Ларионова Т.А., Плавник С.Л. Методы обеспечения заданной шероховатости обрабатываемой поверхности на операциях чистового точения // Современное машиностроение. Наука и образование. 2016. № 5. С. 924.
- 12. *Ярославцев В.М.* Обработка газотермических покрытий резанием: учеб. пособие для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013. 89 с.
- Саклакова А.Е., Селина Ю.Н., Симаков М.А., Филиппов Ю.А. Экспериментальное исследование шероховатости поверхности детали из теплостойкой стали после точения режущими пластинами из твердого сплава // Решетневские чтения. 2016. Т. 1. С. 577.
- 14. Сергеев А.С., Плотников А.Л., Зайцева Н.Г. Уточненная математическая модель расчета параметра шероховатости поверхности при точении углеродистых сталей на станках с ЧПУ // Металлообработка. 2012. № 5–6 (71–72). С. 64.
- 15. Вожжов А.А. Оценка влияния относительных колебаний детали и инструмента на шероховатость поверхности в процессе фасонного точения канавок колец коллекторов // Вестник современных технологий, 2017. № 3 (7). С. 24.
- 16. Рогов В.А., Горбани С. Исследование рабочих параметров резцов для чистовой обработки // Фундаментальные исследования. 2013. № 11–3. С. 435.
- 17. Чигиринский Ю.Л., Ингеманссон А.Р., Юдкин А.Ю., Головков В.В. Анализ влияния технологических условий точения на высоту микропрофиля обработанной поверхности // Известия Волгоградского государственного технического университета. 2019. № 1 (224). С. 44.
- 18. Суслов А.Г., Горленко О.А. Экспериментально-статистический метод обеспечения качества поверхности деталей машин. М.: Машиностроение, 2003. 302 с.
- 19. Суслов А.Г. Качество поверхностного слоя деталей машин. М.: Машиностроение, 2000. 320 с.
- 20. Суслов А.Г., Дальский А.М. Научные основы технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 2002. 684 с.
- 21. Справочник технолога-машиностроителя. В 2 т. Т. 2 / Под ред. А.С. Васильева, А.А. Кутина. 6-е изд., перераб. и доп. М.: Инновационное машиностроение, 2018. 818 с.
- 22. Воронцов А.Л., Албагачиев А.Ю., Султан-заде Н.М. Теоретические основы обработки металлов в машиностроении: монография. Старый Оскол: ТНТ, 2014. 552 с.
- 23. Безъязычный В.Ф. Основы технологии машиностроения: учебник для вузов. М.: Машиностроение, 2013. 568 с.
- 24. Aslantas K., Danish M., Hasçelik A., Mia M., Gupta M., Ginta T., Ijaz H. Investigations on Surface Roughness and ToolWear Characteristics in Micro-Turning of Ti-6Al-4V Alloy // Materials. 2020. V. 13. № 13. P. 1.

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 624.713.24

ОБОСНОВАНИЕ ПОСАДОК СОЕДИНЕНИЙ СО ШПОНКАМИ

© 2022 г. О. А. Леонов^{1,*}, Н. Ж. Шкаруба¹, Ю. Г. Вергазова¹, Д. У. Хасьянова²

¹Российский государственный аграрный университет — МСХА им. К.А. Тимирязева, Москва, Россия ²Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия *e-mail: metr@rgau-msha.ru

> Поступила в редакцию 26.04.2022 г. После доработки 09.08.2022 г. Принята к публикации 19.08.2022 г.

Рассмотрены посадки цилиндрических соединений со шпонкой, применяемые в различных сборочных единицах промышленной техники и сельскохозяйственных машин. Выявлено, что в большинстве случаев это посадки с зазором, реже – переходные, что обусловлено критерием быстроты сборки и разборки данного вида соединений. Установлено, что при посадках с зазором износ происходит из-за наличия первоначального относительного перемещения поверхностей, а также попадания абразива и продуктов износа в зону трения. Причем, чем больше зазор, тем меньше площадь контакта, больше удельное давление, больше скорость микросрыва, больше загрязнений попадает в зону контакта, интенсивнее изнашиваются поверхности. При наличии зазора в цилиндрическом соединении шпонка начинает перемещаться в горизонтальной и вертикальной плоскостях, что приводит к повышению износа и смятию поверхностей в соединении шпонки с пазом вала и пазом втулки. Учитывая, что предназначение шпоночных соединений в сельхозмашинах – это передача больших нагрузок, то рекомендовано использовать посадки с натягом H7/s7, H8/x8, H8/u8, H8/s8 с целью значительного увеличения долговечности. Проведено сравнение рекомендуемых посадок с натягом по величинам натягов в соединении вала со звездочкой унифицированного редуктора Н090.20, где ранее использовалась посадка 30H7/h9. Установлено, что даже при наибольших натягах возможна разборка запрессованного цилиндрического соединения с помощью ручных съемников.

Ключевые слова: сельскохозяйственная техника, соединение, посадка, зазор, натяг, шпонка, цилиндрическое соединение со шпонкой, изнашивание **DOI:** 10.31857/S0235711922060074

Качество сельскохозяйственной техники закладывается, в первую очередь, на этапе проектирования при расчете точности соединений и выборе допусков и посадок. Оптимальный запас точности должен обеспечить долговечность соединения и уменьшить его себестоимость [1], поэтому начальные нормы точности требуют четкого обоснования. Несмотря на это, допуски и посадки соединений, на этом этапе, выбираются методами прецедентов, подобия или рассчитываются [2, 3]. В настоящее время для быстрого расчета и анализа допусков, отклонений и посадок по системе ISO все более широкое применение находит различное программное обеспечение [4, 5]. Особенный интерес представляет подход, называемый моделью GapSpace [6], т.к. эта модель может быть интегрирована с САПР (такими как Pro/E) для анализа допусков. Заслуживают внимания и исследования, посвященные влиянию макрогеометрии на натяги в соединениях [7]. При выборе значений допусков и посадок необходимо



Рис. 1. Контактирование поверхностей при вращении соединения "вал-втулка".

учитывать, что заданный ресурс безотказной работы соединения обеспечивается двумя составляющими — износостойкостью поверхностей трения и точностью обработки деталей [8—10].

Цель и задачи исследования — провести анализ посадок в цилиндрических соединениях со шпонкой и рассмотреть возможность использования посадок с натягом для повышения срока службы соединений.

Результаты исследований и их анализ. В зависимости от назначения соединения и условий его работы, рекомендуются следующие поля допусков соединения "вал—втулка со шпонкой" по номинальному размеру (табл. 1, 2).

Из табл. 1 и 2 видно, что реальные допуски и отклонения значительно отличаются от нормируемых. Несоблюдение норм точности приводит к повышенному износу и раннему отказу, но достигнуть таких квалитетов (табл. 2) в сельскохозяйственном машиностроении и ремонтном производстве невозможно. Нужно искать другие пути решения проблемы.

Режимы работы рассматриваемых соединений определяются характером и величиной нагрузки на сопрягаемые поверхности, относительным их перемещением, частотой вращения, амплитудой колебаний и другими параметрами.

Изнашивание в этом соединении чаще всего абразивное и окислительное при трении скольжения без смазки или со смазкой в условиях вращательного движения (циркуляционного нагружения), присутствует и фреттинг-коррозия, а в случае натяга преобладает. Низкая коррозионная стойкость применяемой стали и наличие влаги, минеральных удобрений и других элементов в почве особо сказывается на долговечности работы соединений (особенно соединений со звездочками).

Рассмотрим процесс изнашивания и контактирования поверхностей соединения при вращении (рис. 1). Это совершенно другой цикловой процесс контактирования по сравнению с процессом, протекающим в подшипнике скольжения, где каждая точка поверхности вала попеременно касается поверхности отверстия, или по сравнению с посадкой с натягом при раскрытии стыка, где относительное перемещение поверхностей при таком процессе идет как бы по внутреннему зацеплению шероховатостей. При вращении вала со скоростью ω относительному проворачиванию препятствует шпонка, поэтому идет постоянный микросрыв шероховатостей из-за действия силы F_r и неравенства длин окружностей отверстия и вала, и при каждом цикле нагружения-вращения встречаются те точки, которые уже были в контакте между собой (рис. 1). Такой процесс контактирования приводит к значительному и в то же время равномерному износу поверхностей вала и втулки.

Таким образом, на процесс изнашивания в значительной мере оказывает влияние относительное перемещение поверхностей, величина зазора или раскрытия стыка, а также наличие абразива и смазки в зоне трения. Причем, чем больше зазор, тем мень-

Марка машины, сборочной единицы	Место установки соединения	Посадка по чертежу, мм	Предельные зазоры (+) или натяги (-), мкм					
	Соединение "вал-втулка звездочки"							
Картофелеуборочный комбайн КПК-3	Валы редукторов при- вода элеваторов, горок	$\emptyset 30 \frac{+0.17}{-0.05}$	0+220					
	Вал привода элеватора	$\emptyset 30 \frac{+0.17}{-0.17}$	0+340					
Сеялки СЗ-3.6;	Редуктор	+1.000	+32+1170					
C3V-3.6; C3A-3.6; C3T-3.6		$\emptyset 35 \frac{+0.032}{$						
031-5.0		-0.170						
	Натяжной механизм	+0.20	+60+340					
		$\varnothing 20 \frac{+0.06}{}$						
		-0.14						
Сеноуборочная машина КИК-1.4	Биттер	$\emptyset 25 \frac{+0.14}{-0.52}$	0+660					
		+0.17	-90+420					
		$\varnothing 40 \frac{-0.17}{-0.08}$						
		-0.25						
Редуктор универсаль- ный Н 090.20.000	Валы редуктора	$\emptyset 30 \frac{H7}{h9}$	0+73					
	Соединение "вал-	втулка шестерни"	I					
Картофелеуборочный комбайн КПК-3	Валы редукторов при- вода элеваторов, горок	$\emptyset 40 \frac{+0.025}{+0.018}$	-18+23					
		+0.002						
Сеноуборочная машина КИК-1.4	Редуктор	$\emptyset 25 \frac{+0.045}{-0.045}$	0+90					
	Редуктор основной	+0.045	-36+15					
		$\varnothing 30 - \frac{1}{+0.036}$						
		+0.015						
Редуктор универсаль- ный Н 090.20.000	Вал редуктора	$\varnothing 40 \frac{A}{H}$	-18+23					

Таблица 1. Анализ зазоров и натягов в соединении "вал-втулка" сельскохозяйственной техники

ше площадь контакта, больше удельное давление, больше скорость микросрыва, больше загрязнений попадает в зону контакта, интенсивнее изнашиваются поверхности.

Особо следует рассмотреть изнашивание соединения "шпонка—паз вала—паз втулки". При увеличении зазора в соединении "вал—втулка звездочки" (рис. 1) шпонка начинает больше перемещаться в вертикальной плоскости, что приводит к уменьшению площади ее контакта с пазом вала и втулки. От возникающих микросрывов идет ударно-волновое нагружение, что приводит к повышению износа и смятию поверхно-



Рис. 2. Сравнение выбранных посадок: *1* – существующая посадка; *2* – посадка, рекомендуемая по 7 квалитету; *3* – посадка, с выходом наибольшего натяга за зону разбираемости; *4* – посадка, рекомендуемая по 8 квалитету; *5* – посадка, с выходом наименьшего натяга за зону обеспечения необходимого давления.

стей в соединении "шпонка—паз вала—паз втулки" в слабых элементах поверхности — углах. С увеличением размеров пазов и уменьшением размера шпонки еще больше уменьшается площадь контакта, шпонка перекашивается в пазах и начинает приобретать закругленную форму. Пазы также деформируются и увеличиваются в размерах. Данному процессу значительно способствует наличие загрязнений в зонах трения (рис. 2).

Раскрытие стыка от действия радиальной силы нужно компенсировать натягом в соединении, что предотвратит проникновение пыли и абразива в зону трения и снизит относительное перемещение поверхностей, значительно уменьшив износ шпонки и пазов. Но большие величины натягов здесь неприемлемы, т.к. конструктивной особенностью такого соединения является обеспечение условий многократной разборкисборки с целью ремонта и технического обслуживания сопрягаемых сборочных единиц.

Таким образом, для данного соединения необходимо провести расчет оптимальных норм взаимозаменяемости с учетом технологий восстановления и обработки.

Наиболее частым дефектом, приводящим к отказу, является износ контактируемых поверхностей. Поэтому отказ соединения является параметрическим, т.е. прогнозируемым и ожидаемым.

Коэффициент неравномерности износа диаметра вала и втулки небольшой и составляет $\beta = 1.2$. Усталостные разрушения соединения встречаются очень редко, и в основном это касается смятия шпонки и пазов, еще реже — срез вала около буртика.

Условия работы	Поля до	Вил посэлок	
эсловия работы	отверстия втулки	вала	Бид посадок
Точное центрирование	<i>H</i> 6	<i>j</i> _S 6; <i>k</i> 6; <i>m</i> 6; <i>n</i> 6	переходные
Большие нагрузки	<i>H</i> 7	<i>s</i> 7	с натягом
	H8	<i>x</i> 8; <i>u</i> 8; <i>s</i> 8	
Осевое перемещение	<i>H</i> 6	n6	с зазором
	<i>H</i> 7	<i>n</i> 7	

Табл. 2. Рекомендуемые поля допусков в соединении "вал-втулка"

Отказ соединения чаще всего происходит из-за следующих дефектов: 1) износ поверхности по внутреннему диаметру отверстия (28%); 2) износ шпонки, паза вала и паза втулки и их усталостного разрушения (79%); 3) износ поверхности по наружному диаметру вала (43%).

Задача сохранения надежности соединения сводится к поддержанию в течение заданного времени определенных величин натяга или, в крайнем случае, — зазора, т.е. точностных и технологических параметров. Это можно сделать следующими методами: 1) повышением износостойкости поверхностей вала и втулки; 2) повышением износостойкости шпонки и ее пазов; 3) расчетом оптимальной точности соединения натягов и допуска посадки.

Учитывая, что предназначение шпоночных соединений в сельхозмашинах — это передача больших нагрузок, проверим, как можно использовать посадки с натягом H7/s7, H8/x8, H8/u8, H8/s8 (табл. 2). Посадки с натягом не только обеспечат точность центрирования зубчатых колес, шкивов или звездочек, широко применяемых в сельскохозяйственных машинах, но и позволят значительно увеличить долговечность данных соединений за счет отсутствия зазора, возможных сдвигов поверхностей и попадания абразива и пыли в зону трения.

Определим, насколько возможно реализовать посадки с натягом из условия разборки соединений в полевых условиях с помощью ручного съемника.

Вначале определим усилие распессовки по формуле

$$R_{\rm p} = f_{\rm p} p_{\rm max} p d_n l,$$

где f_p – коэффициент трения при распрессовке; p_{max} – наибольшее давление в посадке, Па; d_n – номинальный диаметр соединения, м; l – длина соединения, м.

Наибольшее давление в посадке определяется по величине наибольшего натяга (табл. 3) с помощью известной зависимости Ламе–Гадолина

$$p_{\rm max} = N_{\rm max} / [d_n (C_d / E_d + C_D / E_D)],$$

где *C_d* и *C_D* – коэффициенты Ламе вала и втулки; *E_D* – модули упругости материала вала и втулки (табл. 3), Па.

Наибольшая сила на рукоятке резьбового приспособления, которая требуется для сдвига отверстия относительно вала, рассчитывается по формуле

$$Q = R[r \operatorname{tg}(a + j) + 0.67 fr_0]/L,$$

где L – плечо приспособления, м; r – средний радиус резьбы на приспособлении, м; $\alpha = 2^{\circ}30' - 3^{\circ}30'$ – угол подъема винтовой пары; $\varphi = 6^{\circ}40'$ приведенный угол трения в резьбе; f = 0.1 - 0.15 – коэффициент трения на торце приспособления; r_0 – радиус опоры, м.

Проектные расчеты использования различных посадок в цилиндрическом соединении со шпонкой валов со звездочкой для унифицированных редукторов H090.20 представлены в табл. 3.

Из табл. 3 видно, что даже при использовании посадки с большими величинами натягов \emptyset 30*H*8/*x*8 усилие на рукоятке съемного приспособления составит *Q* = 186.5 Н при натяге 97 мкм, что вполне приемлемо для выполнения разборо-сборочных работ в полевых условиях.

Вывод. Выявлено наличие посадок с зазором в большинстве проанализированных цилиндрических соединений со шпонкой, что обусловлено малой трудоемкостью сборочных и разборочных работ. Но применение таких посадок в данном соединении приводит к значительному снижению долговечности. Учитывая, что предназначение шпоночных соединений в сельхозмашинах – это передача больших нагрузок, то рекомендовано использовать посадки с натягом *H7/s7*, *H8/x8*, *H8/u8*, *H8/s8* с целью увеличения ресурса. Проведено сравнение рекомендуемых посадок с натягом по величинам натягов в соединении вала со звездочкой унифицированного редуктора H090.20, где

N⁰	Описание и условное обо- значение посадки	Посадка с откло- нениями размеров	Натяги (–) или зазоры (+), мкм	Усилие распрессовки <i>R</i> , H	Наибольшая сила на рукоятке приспо- собления, <i>Q</i> , Н
1	Ø30 <i>H</i> 7/ <i>h</i> 9	+0.021	0+73	0	0
		Ø30			
		-0.052			
2	Ø30 <i>H</i> 7/s7	+0.021	-1456	29723	107.7
		$\emptyset 30 {+0.056}$			
		+0.035			
3	Ø30 <i>H</i> 8/x8	+0.033	-3197	51484	186.5
		$\emptyset 30 {+0.097}$			
		+0.064			
4	Ø30 <i>H</i> 8/ <i>u</i> 8	+0.033	-1582	43523	157.7
		$\emptyset 30 {+0.081}$			
		+0.048			
5	Ø30 <i>H</i> 8/s8	+0.033	-268	36092	130.8
		$\emptyset 30 {+0.058}$			
		+0.035			

Таблица 3. Проектные расчеты использования различных посадок в цилиндрическом соединении со шпонкой валов со звездочкой для унифицированных редукторов H090.20

ранее использовалась посадка с зазором — 30*H7/h*9. Проведены расчеты и установлено, что даже при наибольших натягах возможна разборка запрессованного цилиндрического соединения с помощью ручных съемников в полевых условиях с целью ремонта и замены элементов приводов сельскохозяйственных машин.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. *Erokhin M.N., Leonov O.A., Shkaruba N.Z. et al.* 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.
- 2. Yao H.X., Miao E.M., Niu P.C. Selection of Hole and Axle Interference Fit Tolerance // Applied Mechanics and Materials. 2011. V. 80–81. P. 475.
- 3. Li Q., Yang L., Zhao W.Zh. et al. Design of Positioning Mechanism Fit Clearances Based on On-Orbit Re-Orientation Accuracy // Applied sciences-basel. 2019. V. 9 (21). P. 4712.
- Repcic N., Saric I., Muminovic A. Software for Calculation and Analysis of ISO System of Tolerances, Deviations and Fits // 23rd Int/ DAAAM Symposium on Intelligent Manufacturing and Automation – Focus on Sustainability. 2012. P. 0195.

- Skvortsov S., Khryukin V., Skvortsova T. Statistical Simulation and Probability Calculation of Mechanical Parts Connection Parameters for CAD/CAM Systems // Int. Russian Automation Conf. (RusAutoCon). 2020. V. 641. P. 861.
- 6. Zou Z.H., Morse E.P. A gap-based approach to capture fitting conditions for mechanical assembly // Computer-Aided Design. 2004. V. 36 (8). P. 691.
- 7. Boutoutaoua H., Bouaziz M., Fontaine J.F. Modeling of Interference Fits Taking form Defects of the Surfaces in Contact into Account // Materials & Design. 2011. V. 32. № 7. P. 3692.
- 8. *Leonov O.A., Shkaruba N.Zh.* A Parametric Failure Model for the Calculation of the Fit Tolerance of Joints with Clearance // J. of Friction and Wear. 2019. V. 40. № 4. P. 332.
- 9. *Leonov O.A., Shkaruba N.Zh.* Calculation of Fit Tolerance by the Parametric Joint Failure Model // J. of Machinery Manufacture and Reliability. 2020. V. 49. № 12. P. 1027.
- Zhang Y., Yang M.S. A Coordinate SPC Model for Assuring Designated Fit Quality Via Quality-Oriented Statistical Tolerancing // Computers & Industrial Engineering. 2009. V. 57 (1). P. 73.

надежность, прочность. ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 624.042.12,624.044.2

РАСЧЕТ ПРОЧНОСТНЫХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕАКТОРА ДЛЯ ВЫШЕЛАЧИВАНИЯ С ПРИМЕНЕНИЕМ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОГО АНАЛИЗА

© 2022 г. М. В. Прожега^{1,*}, Е. О. Рещиков¹, А. С. Арутюнова¹, Н. Н. Смирнов¹

¹Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия *e-mail: maksim.prozhega@yandex.ru

> Поступила в редакцию 16.06.2022 г. После доработки 10.08.2022 г. Принята к публикации 19.08.2022 г.

Методом конечных элементов при помощи программного пакета Ansys проведен расчет статической прочности, долговечности и собственных частот конструкции резервуара с жидкостью. Определены концентраторы напряжений в конструкции, элементы, подверженные усталостному разрушению, собственные частоты колебаний. Результаты прочностных расчетов сопоставлены с требованиями нормативной документации. Собственные частоты сравнивались с частотой вынужденных колебаний, возникающих при работе перемешивающего устройства реактора, для оценки возможности возникновения резонанса.

Ключевые слова: расчет на прочность, собственные частоты, биореактор для биовышелачивания

DOI: 10.31857/S0235711922060098

Объектом исследования в настоящей статье является биореактор, представляющий собой емкость с перемешивающим устройством, размещенном на мостовой конструкции (рис. 1). Биореакторы подобного типа могут использоваться для биовыщелачивания при извлечении металлов из бедных руд, хвостов флотации и отвалов [1]. Чановое биовыщелачивание в реакторах с механическим перемешиванием пульпы позволяет достигать более полного извлечения целевых компонентов с более высокой скоростью и меньшим временем. Разработка биореакторов для биовыщелачивания ставит перед инженерами следующие задачи: обеспечение подачи достаточного количества кислорода и углекислого газа, эффективное перемешивание с равномерным распределением твердой фазы в объеме пульпы, поддержание необходимой температуры [2]. Перемешивающие биореакторы обладают рядом преимуществ перед другими типами биореакторов: получение более гомогенной пульпы; лучший контроль основных параметров процесса (pH, температура, Eh и т.д.). Однако высокая стоимость ограничивает их применение. С развитием технологий объем емкости биореакторов увеличивается. В 1994 г. в Гане ввели в эксплуатацию установку Ashanti BIOX с реакторами объемом 900 м³. В 1999 г. установка по биовыщелачиванию кобальта Kasese в Уганде имела объем реакторов 1350 м³. Реакторы максимального объема на данный момент используют в установке Bogosu BIOX в Гане – 1500 м³. Такой прогресс стал возможен благодаря сочетанию многих факторов, но, вероятно, наиболее значимые из них — достижения в разработке моторов, редукторов, валов перемешивающего устройства [2].


Рис. 1. Общий вид биореактора: 1 – емкость; 2 – мостовая конструкция; 3 – перемешивающее устройство.

Для исследования прочности и долговечности подобных конструкций используют метод конечных элементов (МКЭ). Полученные в результате моделирования напряжения и другие параметры сравнивают с нормативными значениями, чтобы сделать вывод о соответствии конструкции требованиям безаварийной работы [3]. МКЭ широко применяют при исследовании конструкций, которые можно отнести к классу оболочек, поскольку аналитическое решение возможно для узкого класса задач [4]. Анализ собственных колебаний резервуаров с жидкостями проводят для оценки сейсмической прочности конструкции, чтобы избежать аварий и возможного разлива содержащихся в резервуарах жидкостей [5].

В настоящей статье выполнили анализ прочности, долговечности и собственных частот колебаний конструкции биореактора при помощи метода конечных элементов в программном комплексе Ansys.

Постановка задачи исследования. В упрощенном виде биореактор (рис. 1) состоит из емкости *1*, мостового перекрытия (далее мост) *2*, на котором установлено перемешивающее устройство *3*. Перемешивающее устройство представляет собой винт с лопастями, присоединенный к двигателю с понижающим редуктором. На рисунке не показаны коммуникации для аэрации и нагрева содержимого. На биореактор воздействуют силы и моменты, которые изменяются во времени по своему закону. Для проверки работоспособности биореактора необходимо проанализировать конструкцию по основным инженерным критериям прочности и динамики.

Цель исследований — провести инженерный расчет конструкции для оценки работоспособности изделия.

Для достижения цели необходимо решить следующие задачи: 1) расчет на прочность в опасных сечениях конструкции; 2) расчет долговечности при циклических нагрузках; 3) расчет собственных частот колебаний системы.

Модель для исследования. Упрощенная модель биореактора показана рис. 1.

При работе биореактор испытывает нагрузку от собственного веса элементов конструкции и нагрузки, возникающие при работе перемешивающего устройства от взаимодействия вращающегося винта с жидкостью: крутящий момент $M_{\rm kp}$; поперечная сила, $F_{\rm n}$; опрокидывающий момент $M_{\rm on}$.

	Нагрузка	а на мост
	вариант № 1	вариант № 2
Сила F, H	-140000	-130000
Поперечная сила <i>F</i> _п , Н	-6300	6300
Опрокидывающий момент $M_{ m on},{ m H}$ м	-37000	83000
Крутящий момент $M_{\rm kp},{ m H}$ м	40000	74000

Таблица 1. Численные значения нагрузок на конструкцию моста биореактора

Габ	лица 2	2 .	Каракт	еристики	материалов	элементов	конструкции	биореактора
-----	--------	------------	--------	----------	------------	-----------	-------------	-------------

Элемент конструкции	Мост	Корпус	Винт	
Материал	09Г2С	12X18H10T	12X18H10T	
Модуль упругости, ГПа	200	190	190	
Коэффициент Пуассона	0.3	0.3	0.3	
Предел текучести, МПа	345	235	235	
Временное сопротивление, МПа	480	530	530	
Плотность, кг/м ³	7850	7900	7900	

Схема приложения сил и система координат представлена на рис. 1. Численные величины нагрузок представлены в табл. 1. Расчет на статическую прочность проводили для двух вариантов нагрузок. Форма изменения нагрузки — треугольная симметричная волна (рис. 2) с частотой, соответствующей частоте вращения лопаток — 29 об/мин (0.48 Гц).

Для численного расчета на статическую прочность методом конечных элементов использовали программный комплекс Ansys 19.2 и модуль Static Structural. Разбиение на сетку модели биореактора представлено на рис. 2. Для разбиения использовали элемент SOLID186/187 с характерным размером элемента 200 мм.

Свойства материалов, из которых изготовлены элементы конструкции представлены в табл. 2.

Результаты расчетов. Результаты расчета на статическую прочность конструкции моста. Максимальные величины эквивалентных напряжений и перемещений для каждого случая нагружения показаны в табл. 3. Результаты расчета показали, что максимальное перемещение наблюдается в направлении оси у по центру моста и составляет величину – 2.28 мм при варианте нагрузок № 1 (рис. 3).



Рис. 2. Форма изменения нагрузки: *P* – нагрузка, H; *t* – время, мин.

Вариант нагружения	№ 1	Nº 2
Макс. эквивалентное напряжение, МПа	43	36
Локализация максимальных напряжений	стык балок моста	стык балок моста
Макс. перемещения, мм	2.28	2.10
Локализация максимальных перемещений	центр моста	центр моста

Таблица 3. Результаты расчетов на статическую прочность

Распределение эквивалентных напряжений по конструкции биореактора приведено на рис. 4, 5 для двух случаев нагружения. Максимальное значение напряжений для случая нагружения № 1 составляет 43 МПа, № 2–36 МПа. Максимальные напряжения в обоих случаях сконцентрированы в месте стыка балок моста, и при удалении от этого места напряжения уменьшаются. Повышенный уровень напряжения наблюдается также в области крепления опор моста к биореактору.

Результаты расчета на долговечность при циклических нагрузках. Параметры усталостной долговечности (ресурс и коэффициент запаса) в Ansys 19.2 рассчитывали при помощи встроенного модуля Fatigue Tool. При этом применялся подход оценки долговечности по эквивалентным напряжениям на основе линейного статического расчета. Силовые факторы (табл. 1) изменяются с различными амплитудами, чтобы учесть различные циклы изменения сил и моментов использовался инструмент Solution Combination. Для расчета на усталость предполагали, что напряжения в конструкции изменяятся по треугольной симметричной волне (рис. 2), а минимальные и максимальные значения напряжений были получены по результатам статического анализа при нагружении по двум вариантам, согласно табл. 1. Таким образом, напряжения в конструкции при расчете на усталость изменялись от 43 МПа (вариант № 1) до 36 МПа (вариант № 2).

Результаты расчета долговечности и коэффициента запаса показывают, что исследуемая конструкция выдерживает заданное число циклов нагружения — 1 млн циклов с коэффициентом запаса по усталости — 14.2.

Результаты анализа собственных частот конструкции. Чтобы избежать резонанса при работе перемешивающего устройства, частота собственных колебаний не должна совпадать с частотой вынужденных колебаний $\omega = 0.48$ Гц, вызванных вращением винта перемешивающего устройства с частотой 29 об/мин.

Для упрощения расчета считали отдельно собственные частоты винта перемешивающего устройства и биореактора, при этом перемешивающее устройство заменяли точечной массой, расположенной в центре моста.



Рис. 3. Поле перемещения при нагружении № 1.



Рис. 4. Уровень напряжений, соответствующий нагружению № 1.



Рис. 5. Уровень напряжений, соответствующий нагружению № 2.

Результаты расчета форм собственных колебаний винта перемешивающего устройства. Для расчетов использовали модуль Modal программного комплекса Ansys 19.2. Поверхность фланца, при помощи которого винт крепится к мотор-редуктору, считали зафиксированной. Разбиение на сетку конечных элементов представлено на рис. 6.

Результаты расчета собственных частот колебаний винта перемешивающего устройства приведены на рис. 7.

Поперечные колебания винта возникают на частоте 1.126 Гц. Форма колебаний при этом представляет собой изгиб вала конструкции относительно закрепленной геомет-



Рис. 6. Винт перемешивающего устройства, разбиение на сетку конечных элементов.

рии фланца. Крутильные колебания винта перемешивающего устройства возникают на частоте 4.418 Гц.

Результаты расчетов форм собственных колебаний биореактора. Для расчета собственных частот колебаний биореактора с учетом наполняющей его жидкости использовали модуль Modal Acoustics, в котором для анализа взаимодействия жидкости и конструкции реализован мультифизический подход (FSI). Для этого расчета предполагается уровень заполнения жидкостью на расстояние 1 м до края емкости. FSI-анализ был проведен со следующими свойствами жидкости: плотность жидкости – 1288 кг/м³; скорость звука в жидкости – 1485 м/с.

При работе в Modal Acoustics жидкость моделируется как акустическая среда (Acoustic Region), а элементы конструкции как твердое тело (Physics Region), поверхность взаимодействия жидкости и твердого тела определяется автоматически при помощи инструмента Fluid Solid Interface (FSI), дно биореактора предполагается неподвижным.

Для материалов конструкции (биореактор и мост) задана плотность. Перемешивающее устройство заменено точечной массой, расположенной в центре моста.

Форма собственных колебаний конструкции биореактора приведена на рис. 8. Наименьшая частота собственных колебаний составляет 3.67 Гц. Видно, что наибольшей деформации подвержены стенки биореактора.

Результаты расчетов собственных частот колебаний конструкции биореактора приведены в табл. 4. Видно, что собственные частоты конструкции превышают частоту вынужденных колебаний, вызванных вращением винта перемешивающего устройства. Наиболее близкая частота собственных колебаний к частоте вынужденных колебаний наблюдается у винта перемешивающего устройства при поперечной форме колебаний.

Биореактор	Перемешиваю	Вынужденные	
	поперечные колебания	крутильные колебания	колебания
3.67	1.1	4.4	0.48

Таблица 4. Частоты собственных колебаний конструкции биореактора, Гц



Рис. 7. Форма собственных поперечных колебаний винта перемешивающего устройства на частоте 1.126 Гц.

Обсуждение. При сопоставлении результатов прочностного анализа с механическими характеристиками материалов конструкции (табл. 3), видно, что максимальные эквивалентные напряжения, возникающие в конструкции моста, меньше предела текучести в 8 раз для первого случая нагружения и в 9.6 раза для второго.

Согласно Техническому регламенту Таможенного союза "О безопасности оборудования, работающего под избыточным давлением" (ТР ТС 032/2013) [6], допускаемое напряжение при расчете на прочность по предельным нагрузкам оборудования, МПа

$$[\sigma] = \frac{R_m}{2.4},\tag{1}$$

где R_m – предел прочности материала, МПа.

Тогда [σ] = 200 МПа, что в 4.7 и в 5.6 раза меньше, чем максимальные эквивалентные напряжения для первого и второго случая нагружения соответственно.

При рассмотрении деформированной конструкции моста (рис. 4) видно, что вес перемешивающего устройства оказывает наибольшее влияние на напряженно-деформированное состояние моста. Наибольшее перемещение в обоих случаях нагружения (2.28 мм для случая № 1 и 2.10 для случая № 2) наблюдается по направлению силы тяжести в центре моста.



Рис. 8. Форма собственных колебаний биореактора на частоте 3.67 Гц.

Усталостное разрушение элементов конструкции может наблюдаться при действии циклических нагрузок, которые в данном случае вызваны работой перемешивающего устройства. Два случая нагружения, рассмотренные в настоящем расчете, отражают воздействие переменной нагрузки на конструкцию. Чтобы учесть характер изменения сил и моментов использовался инструмент Solution Combination, позволяющий моделировать цикл нагружения для расчетов на усталостную прочность по значениям эквивалентных напряжений, полученных при статическом расчете. Результаты моделирования показывают, что конструкция имеет достаточный запас прочности по усталости. Показанные на рис. 4, 5 места концентрации напряжений, вызывают незначительное уменьшение долговечности, коэффициент запаса по усталостной прочности составляет 14.2.

Расчет показывал, что частота собственных колебаний элементов исследуемой конструкции значительно превосходит частоту вынужденных колебаний. Наиболее близкая к частоте возмущающих колебаний частота собственных поперечных колебаний винта перемешивающего устройства — 1.1 Гц.

Заключение. В статье выполнен инженерный анализ конструкции биореактора для биовыщелачивания. В результате проведена оценка статической прочности конструкции биореактора, долговечности конструкции по критерию усталостного разрушения, определены собственные частоты колебаний элементов конструкции биореактора.

Исследованная конструкция биореактора выдерживает статические нагрузки с минимальным коэффициентом запаса по пределу текучести 8 раз, который превышает установленные нормативными документами значения.

Циклический характер нагрузки на конструкцию не приводит к усталостному разрушению элементов. Собственные частоты колебаний элементов конструкции превышают частоту вынужденных колебаний, что обеспечивает отсутствие явления резонанса, которое может снижать работоспособность биореактора.

ФИНАНСИРОВАНИЕ РАБОТЫ

Работа выполнена в рамках госзадания по программе фундаментальных научных исследований государственных академий наук (пункт № 29 "Триботехника и износостойкость высоконагруженных элементов машин", госрегистрация № 01201356317).

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Левенец О.О. Биореакторы для биовыщелачивания сульфидных руд // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2018. № 12 (специальный выпуск 57). С. 176.
- Gericke M., Neale J.W., Van Staden P.J. A Mintek perspective of the past 25 years in minerals bioleaching // The J. of The Southern African Institute of Mining and Metallurgy. 2009. V. 109. P. 567.
- 3. Рощин М.Н., Москвитин Г.В., Балашова А.В. К вопросу исследования прочности корпуса и внутрикорпусных устройств реактора ИВВ.10М // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2010. № 4. С. 47.
- 4. Клочков Ю.В., Николаев А.П., Киселева Т.А., Марченко С.С. Сравнительный анализ результатов конечно-элементных расчетов на примере эллипсоидальной оболочки // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2016. № 4. С. 44.
- 5. Петровская М.В., Ворожейкин А.М. Расчет собственных частот колебаний PBC-3000 // Деловой журнал "Neftegaz.RU". 2015. № 11–12 (47–48). С. 78.
- 6. Технический регламент Таможенного союза "О безопасности оборудования, работающего под избыточным давлением" (ТР ТС 032/2013).

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.22

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ПРЯМОТОЧНОЙ ЗАДВИЖКИ, ПРИМЕНЯЕМОЙ В НЕФТЕПРОМЫСЛОВОМ ОБОРУДОВАНИИ

© 2022 г. М. С. Рагимова^{1,*}, Г. И. Намазова¹

¹Азербайджанский государственный университет нефти и промышленности, Баку, Азербайджан *e-mail: rahimova mahluqa@mail.ru

> Поступила в редакцию 06.04.2022 г. После доработки 26.07.2022 г. Принята к публикации 19.08.2022 г.

В статье проведен анализ причин негерметичности поверхностей клапанов фонтанной арматуры, рассмотрены условия обеспечения герметичности с учетом давления на поверхность, разработана оптимальная конструкции клапанов прямоточной задвижки, применяемой в фонтанной арматуре нефтепромыслового оборудования. Приведены и научно обоснованы значения основного геометрического параметра и выполнения всех условий, путем задания постоянных параметров конструкции. Для обоснованыя использованы методы математического анализа, геометрическое, линейное и нелинейное программирование, методы штрафных функций, методы аналитического расчета.

Ключевые слова: фонтанная арматура, тарельчатые конусные пружины, прямоточная задвижка, герметичность, конструкция

DOI: 10.31857/S0235711922060104

Размеры деталей фонтанной арматуры, таких как тарельчатые конусные пружины, прямоточная задвижка и т.д., определяются механическими свойствами материалов, из которых они изготовлены, и значениями нагрузок, действующих в эксплуатационных условиях. По мере увеличения коэффициента запаса прочности увеличивается и масса изделия (что является нежелательным фактором). Рабочее напряжение, действующее на части фонтанной арматуры, должно быть меньше допустимого напряжения, действующего на конструкции связывающих устройств для обеспечения герметичности, надежности и более высокой работоспособности.

Современные методы оптимизации дают возможность создавать конструкции, которые позволят коренным образом улучшить качественные и количественные показатели в фонтанной арматуре нефтепромыслового оборудования.

В настоящее время при проектировании фонтанной арматуры используют традиционные методы. Их основу составляет проверочный расчет. Такой подход в большинстве случаев не позволяет получить максимальный эффект при минимальных затратах. Для решения поставленной задачи будем использовать метод математического анализа, геометрическое, линейное и нелинейное программирование, методы штрафных функций, методы аналитического расчета.

На фонтанное оборудование, действуют силы нагрузки, изменяющиеся в зависимости от разных эксплуатационных условий. Расчеты в основном сводятся к подбору элементов арматуры, опираясь на показатель жесткости. Работоспособность нефтепромыслового оборудования и предел усталости элементов, можно определить действием малой напряженности. При испытании на статическое растяжение находим предел текучести, предел прочности, относительное растяжение, предел циклической прочности, сгиб, работа пластической деформации. В некоторых случаях, если равны пределы усталости элементов фонтанной арматуры, выбирается тот элемент, у которого предел пластической деформации больше.

Для оценки работоспособности фонтанной арматуры и ее элементов необходимо учесть устойчивость элементов конструкции на прочность, жесткость, износ, теплоту, коррозию.

Постановка задачи. Тарельчатые конусные пружины, которые нашли широкое применение в технике, используются для нивелирования, поглощения, действия очень больших сил при перемещениях и изготавливаются в виде пружинной шайбы методом штампования на конусе пружинного стального листа. Толщина пружин колеблется в пределах 1–20 мм; диаметр может быть 30–300 мм, d/D = 0.5-0.3; угол конусности $\theta = 2-6^{\circ}$.

Концы пружины полируются и точно сажаются на кольцевые опорные поверхности. От действия центральной силы конусная шайба сгибается, и концы приближаются друг к другу на (0.5-0.8)f; где f – высота усеченного конуса.

Решение задачи. В большинстве случаев пружины готовятся методом штампования или методом строгания. При этом увеличивается прочность пружины против его искривления под действием силы, хорошо работает в коррозионном условии.

Обозначим действующую силу F, высоту пружины h (в свободном положении). Тогда силу, действующую на пружину, можно найти по формуле

$$F = \frac{4E}{(1-\nu^2)} \frac{t_e^4}{\alpha D_e^2} \frac{\delta}{t_e} \left\{ \beta \left(\frac{h}{t_e} - \frac{\delta}{t_e} \right) \left(\frac{h}{t_e} - \frac{\delta}{2t_e} \right) + 1 \right\};$$

$$D = \frac{D_i}{D_e};$$
(1)

$$\alpha = \frac{18}{\pi} \frac{K(K-1)}{K(K+1)+1};$$
(2)

$$\beta = \frac{3K^2}{K(K+1)+1},$$
(3)

где δ – деформация пружины; α – безразмерный коэффициент; β – безразмерный коэффициент: t_e – толщина пружины в основании; E – модуль упругости материала пружины; ν – коэффициент Пуассона, коэффициент жесткости; K – коэффициент упругости; R – наружный диаметр; D_e – внутренний диаметр; D_i – безразмерный диаметр.

Поперечное сечение пружин может быть меняющимся (конус) и постоянным. При больших давлениях с целью обеспечения герметичности в прямоточных задвижках седло прижимают к щиту с помощью тарельчатой пружины специальной конструкции [1–4].

Сила, создаваемая пружиной, выбирается так, чтобы контактное давление на поверхности седло-щит, обеспечило герметичность при заданном внутреннем давлении.

При повышении рабочего давления седло отступает назад к опоре, что защищает тарельчатую пружину от лишнего нагружения. По мере повышения давления, герметичность обеспечивается высоким контактным давленим, создаваемым из-за разницы площадей действующих поверхностей.

Анализ результатов. Из-за того, что в тарельчатой пружине отношение *d/D* больше, чем у стандартных пружин, существующие методы расчета [1, 3, 5, 6] не дают правиль-



Рис. 1. (а) – фонтанная арматура; (б) – задвижка клиновая.

ных результатов. Поэтому, для расчета мы рассмотрели пружины в виде кругового кольца, чтобы уберечь от нагрузки в отличие от тарельчатых и стандартных пружин.

Для оптимизации конструкции из основных параметров была выбрана масса пружины (рис. 2).

Массу пружины в зависимости от основных геометрических параметров можем выразить следующим образом:

$$m = \rho \cdot V = \rho \left\{ \pi R_0^2 h - \pi \cdot r_0^2 e - \frac{\pi}{3} (h - e) \left(a_{20}^2 + r_0^2 + a_{20} r_0 \right) - \left[\pi R_0^2 (h - e) - \frac{\pi}{3} (h - e) \left(R_0^2 + a_1^2 + R_0 a_1 \right) \right] \right\}.$$
(4)

Запишем геометрические зависимости для положения пружины до деформации и после деформации

$$a_{0} = r_{0} + \Delta; \quad a_{20} = R_{0} - \Delta; \quad r_{1} = r_{0} - \Delta;$$

$$a_{2} = a_{20} + b; \quad a_{1} = a_{10} - \Delta; \quad r_{2} = R_{0} + b;$$

$$e = \frac{\delta}{\cos \alpha_{0}} - \Delta \operatorname{tg} \alpha_{0},$$

$$h - \Delta \left(\frac{1}{-1} - \operatorname{tg} \alpha_{0} \right)$$
(5)



Рис. 2. Основные геометрические размеры пружины.

Из последних двух формул находим a_0 по формуле

$$a_{0} = \arg tg \left[\frac{2h(a_{20} - r_{0} - \Delta)}{2\left[(a_{20} - r_{0} - \Delta)^{2} - \delta^{2}\right]} - \frac{\sqrt{4h^{2}(a_{20} - r_{0} - \Delta)^{2} - 4(h - \delta)\left[(a_{20} - r_{0} - \Delta)^{2} - \delta^{2}\right]}}{2\left[(a_{20} - r_{0} - \Delta)^{2} - \delta^{2}\right]} \right].$$
(6)

Конусный угол после деформации пружины можно найти как

$$\sin \alpha = \frac{h - e - \lambda}{l};\tag{7}$$

$$\alpha = \arg \sin \frac{h - e - \lambda}{l}; \quad b = l \cos \alpha - a_{20} - r_{\rm i}, \tag{8}$$

где

$$l = \sqrt{\left(a_{20} - r_0\right)^2 + \left(h - e\right)^2}.$$
(9)

Рассмотрим тарельчатую пружину как конус. Найдем ее геометрические параметры *с* и *J** [2]

$$c = tg\left(\frac{r_{2} - r_{1}}{\ln\frac{r_{2}}{r_{1}}} - r_{1}\right);$$
(10)

$$J^{*} = \delta \frac{\mathrm{tg}^{2} \alpha}{\cos \alpha} \bigg[0.5 \big(r_{2}^{2} - r_{1}^{2} \big) - 2r_{1}(r_{2} - r_{1}) + r_{1}^{2} \ln \frac{r_{2}}{r_{1}} \bigg] + \frac{\delta}{12} \cos \alpha \ln \frac{r_{2}}{r_{1}} - c^{2} \frac{\delta}{\cos \alpha} \ln \frac{r_{2}}{r_{1}}.$$
(11)

Напряженность, возникающая в поперечном сечении кольца, можно найти как [3]

$$\sigma = \frac{y q_2 a_2^2 - q_1 a_1^2}{r J^*}.$$
 (12)

Здесь, если принять

$$r = r_1, \quad y = e; \quad q_2 = \frac{F}{2\pi a_2}; \quad q_2 = \frac{F}{2\pi a_1},$$

получим

$$\sigma = \frac{c}{r_1} \frac{F(a_2 - a_1)}{2\pi J^*},$$
(13)

где *F* – сила, действующая на пружину.

Осевую деформацию пружины от воздействия силы F найдем в виде

$$\lambda = \frac{\left(q_2 a_2^2 - q_1 a_1^2\right) \left(a_2 - a_1\right)}{EJ^*} = \frac{F\left(a_2 - a_1\right)^2}{2\pi EJ^*},$$
(14)

где

$$F = \frac{2\pi E J^* \lambda}{(a_2 - a_1)^2}.$$
 (15)

Результат. Условия, обеспечивающие работоспособность тарельчатой пружины, можно записать в следующем виде.

Сила, созданная деформацией λ кольца, должна быть в пределах

$$F = \frac{2\pi E J^* \lambda}{(a_2 - a_1)^2} \ge F_1;$$
(16)

$$F = \frac{2\pi E J^* \lambda}{\left(a_2 - a_1\right)^2} \le F_2. \tag{17}$$

Максимальное напряжение в поперечном сечении не должно быть больше допустимого, т.е.

$$\sigma = \frac{2E\lambda}{r_1(a_2 - a_1)} \le [\sigma]. \tag{18}$$

Значение деформации пружины не должно быть больше его 10—35-кратной максимальной деформации

$$h - e - \frac{\lambda}{0.35} \ge 0. \tag{19}$$

Следовательно, задача сводится к нахождению минимума целевой функции при выполнении условий

$$g_1 = \frac{2\pi E J^* \lambda}{\left(a_2 - a_1\right)^2} - F_1 \ge 0;$$
(20)

$$g_2 = \frac{2\pi E J^* \lambda}{\left(a_2 - a_1\right)^2} - F_2 \le 0;$$
(21)

$$g_3 = [\sigma] - \frac{2E\lambda}{r_1(a_2 - a_1)} \ge 0; \tag{22}$$

$$g_4 = h - e - \frac{\lambda}{0.35} \ge 0.$$
 (23)

Для решения задачи используем метод штрафной функции [3, 7, 8]. Для этого штрафную функцию составляем в виде $F(x_i) = f(x_i) + r \sum \frac{1}{f(x_i)}$.

Задавая первичные параметры, находим оптимальные значения переменных параметров D, δ, h .

В настоящее время, из эксплуатационного опыта серийно выпускаемых фонтанных арматур с переходным диаметром 65, 80 и 100 мм, расчитанных на допустимые давления 35, 70 и 105 МПа, известно, что работоспособность обеспечивается по определенным критериям: подбор элементов арматуры, предел усталости элементов, предел текучести, предел прочности и т.д.

Производство задвижек фонтанной арматуры в аспекте экономической эффективности заключается в создании оптимальной конструкции задвижки с учетом всех сторон эксплуатационного процесса. В результате оптимизации, основные параметры пружины, для которой проведен расчет, составляют

$$D = 72.8$$
 мм, $\delta = 1.48$ мм, $h = 4.45$ мм, $d_0 = 59$ мм,
 $F = 9747$ H, $\sigma = 14\,080$ MPa,

что приводит к уменьшению веса существующей пружины на 12%.

Заключение. 1. Для оптимизации конструкции прямоточных задвижек составлена математическая модель, обеспечивающая выполнение условий прочности, жесткости и герметичности. Для решения используется метод штрафных функций, например, снижения веса металла, как наиболее точный и простой метод. 2. Для решения задачи оптимизации конструкций тарельчатый пружины, была выбрана минимальная масса пружины. 3. Установлено, что для большей эффективности работы задвижки в фонтанной арматуре тарельчатую пружину следует изготавливать из стали в виде переменного конусного кольца.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфлткта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Рагимова М.С. Определение прочности деталей машин нефтепромыслового оборудования // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. 2017. № 4. С. 13.
- 2. Рагимова М.С. Проектирование, конструирование и подготовка нефтепромыслового оборудования для магистральных трубопроводов // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. 2015. № 6. С. 52.
- 3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. Учеб. пособие для техн. спец. вузов. 6-е изд., М.: Высш. шк., 2000. 447 с., ил.

- Рагимова М.С., Машадиева В.М., Намазова Г.И. Исследование прочности нефтепромыслового оборудования // Ухтинский государственный технический университет, XVIII Международной молодежной научной конференции СЕВЕРГЕОЭКОТЕХ-2017, Сборник трудов. Т. 1. Ухта 12–14 апреля 2017 г. С. 176.
- 5. Мордвинов А.А., Захаров А.А., Миклина О.А., Полубоярцев Е.Л. Устьевое оборудование фонтанных и нагнетательных скважин: Методические указания. Ухта: УГТУ, 2004. 31 с.
- 6. Kondakov L.A. et al. Sealing and sealing equipment: Handbook; M.: Machine building, 1994. 445 p.
- New elastomeric material. New Elastomermaterial from Hitze and Kraftstoff in Motorraum // MTZ. 2008. V. 69 (2). P. 115.
- Calculation of acoustic characteristics. Rechnergestütztes Verfahren zur akustischen Optimize rung van Dichtungen // MTZ. 2005. V. 66 (5). P. 386.

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

УДК 532.517;534.1

ВОЛНОВЫЕ ГИДРОМАССАЖЕРЫ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ

© 2022 г. Е. И. Велиев¹, Р. Ф. Ганиев², А. С. Корнеев^{2,*}, Л. Е. Украинский²

¹Городская клиническая больница им. С.П. Боткина Департамента здравоохранения города Москвы, Москва, Россия ²Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Научный центр нелинейной волновой механики и технологии РАН, Москва, Россия *e-mail: korneev47@gmail.com

Поступила в редакцию 12.06.2022 г. Принята к публикации 19.08.2022 г.

Представлены результаты экспериментальных исследований нового типа волновых гидромассажеров, способных работать как в воде, так и в воздухе, что обеспечивает удобство их использования. Такие устройства создают трехмерные (в частности, спиральные) волны с амплитудами и частотами скоростей и давлений широкого спектра, в том числе с зонами разрежения на обрабатываемой поверхности. Это позволяет усилить физиотерапевтический эффект. Полученные данные можно использовать при проектировании волновых гидромассажеров и других гидродинамических генераторов колебаний различного назначения.

Ключевые слова: волновые гидромассажеры, эксперимент, амплитудно-частотные характеристики

DOI: 10.31857/S0235711922060116

Постановка задачи. Периодические воздействия на кожный покров человека могут влиять не только на поверхностные слои кожного покрова и на эпителий, но также на подкожные мышцы, на элементы кровеносной и лимфатических систем, на биохимические превращения, в частности, на насыщение крови связанным кислородом, на внутренние органы, на кровоток и лимфоток, а также на приток крови, лимфы и лекарственных препаратов к внутренним органам. Исследование этого требует широкого диапазона параметров воздействий: давление должно изменяться от нулевых значений (разрежение) до существенных положительных (сжатие), скорости должны иметь все три пульсирующие компоненты, частоты и амплитуды воздействий должны быть управляемыми и находиться в широком диапазоне значений.

Ранее разработанные гидроволновые устройства [1–8] для своей работы требуют погружения в воду, что создает определенные неудобства в использовании. В настоящей статье представлено волновое устройство для гидромассажа [9] (рис. 1), которое может работать при истечении рабочей жидкости, как в воду, так и в воздух.

Устройство работает следующим образом. Водопроводная вода или вода с лекарственными добавками подается через гибкий трубопровод во входной штуцер, расположенный на корпусе 1, проходит через тангенциально-аксиальные отверстия в завихрителе 2 и выходит через сопло 3. Вращением прорезного дефлектора 5 по резьбе на внешней поверхности сопла обеспечивается его осевое перемещение и тем самым регулируется расстояние от торца сопла до тела человека. После установки требуемого расстояния оно фиксируется путем вращения резьбового кольца 4 до его прижатия к дефлектору 5. Отсутствие протечек воды между элементами устройства обеспечивает-



Рис. 1. Схема исследованного гидромассажера: *1* – корпус; *2* – завихритель; *3* – сопло; *4* – кольцо фиксирующее; *5* – дефлектор прорезной; *6*, *7* – прокладки.

ся с помощью прокладок 6 и 7, выполненных из мягкого материала, например, фторопласта или резины.

Подающие отверстия в завихрителе 2, показанные на рис. 1 условно, выполнены таким образом, что они обеспечивают комбинированную аксиально-тангенциальную подачу рабочей жидкости. За счет возникающих центробежных эффектов внутри устройства возникает вакуум, а за счет нестационарных процессов течения жидкости – пульсации давления.

Между соплом *3* и дефлектором *5* образуется полость, заполненная водой, через которую хорошо передаются волны давления и разрежения. Тем самым обеспечивается нормальная работа гидромассажера при истечении рабочей жидкости, как в воду, так и в воздух. Это позволяет пользоваться массажером не только в ванне, но и в душе, а при массировании рук – над раковиной.

Математическое моделирование волновых гидромассажеров проводилось с помощью коммерческой программы ANSYS Fluent (США) [10]. Осуществлялось решение системы уравнений неразрывности и Навье–Стокса [11] с моделью турбулентности крупных вихрей (LES – Large Eddy Simulation) [13–15]. Результаты были представлены в работе [16].

Методика проведения экспериментов. Экспериментальная установка (рис. 2) содержала водяной бак *1*, выполненный из органического стекла для обеспечения возможности визуальных наблюдений.

Водопроводная вода заливалась в бак по магистрали *А*. Непрерывная циркуляция воды через гидромассажер 2 осуществлялась при помощи насоса 3 по магистралям *B* и *C*. Регулировка расхода воды через гидромассажер осуществлялась с помощью вентиля байпаса 4 и регулировочного вентиля 5. Измерение расхода производилось с помощью расходомера 6 (ротаметра) с точностью $\pm 5\%$. Слив воды по окончании эксперимента осуществлялся через магистраль *D*. Обрабатываемая поверхность 7 (размером 150 × 150 мм) с датчиком давления 8 имела возможность перемещения в продольном направлении *x* и в поперечном направлении *y* по отношению к гидромассажеру. Размеры обрабатываемой поверхности в поперечном направлении существенно превышали размеры исследуемой зоны течений, что позволяло путем ее смещения в поперечном направлении от оси симметрии гидромассажера измерять пульсации давления в различных точках на поверхности при заданном расстоянии от гидромассажера без



Рис. 2. Схема экспериментальной установки: *1* – водяной бак; *2* – исследуемый гидромассажер; *3* – гидравлический насос; *4* – вентиль байпаса; *5* – вентиль регулировки расхода; *6* – измеритель расхода; *7* – обрабатываемая поверхность; *8* – датчик давления; *9* – усилитель; *10* – осциллограф.

существенного искажения течений в исследуемой области. Проведена серия экспериментов, в результате которых получены осциллограммы пульсаций давления на обрабатываемой поверхности при различном расстоянии *у* от оси симметрии гидромассажера и их частотные спектры.

В экспериментах для измерения пульсаций давления использовался датчик динамического давления PS2001-5-01, усилитель сигнала AS07 (коэффициент усиления 100) производства "ГлобалТест" (г. Саров, Россия) и осциллограф WaveSurfer MXs-B компании "LeCroy". Для измерения статического разрежения на обрабатываемой поверхности использовался мановакуумметр EN-837-1 с пределами измерений от -100 до +150 кПа класса 1.0.

Результаты исследований. Амплитудно-частотные характеристики волнового гидромассажера с дефлектором при зазоре h = 2 мм на различных расстояниях *у* от оси симметрии и при различных расходах воды *Q* представлены на рис. 3–6.

На оси симметрии (y = 0) при расходе $Q = 9 \text{ дм}^3$ /мин для случая истечения в воду наибольшие амплитуды колебаний наблюдались в диапазоне частот f = 10-70 Гц, а при истечении в воздух – в диапазоне f = 40-140 Гц (рис. 3). Величины максимальных амплитуд, при переходе от истечения в воду к истечению в воздух, в диапазоне частот f = 10-70 Гц уменьшились приблизительно в 2 раза, а в диапазоне частот f = 110-140 Гц увеличились. При расходе $Q = 12 \text{ дм}^3$ /мин в случае истечения в воду область наибольших амплитуд находилась в диапазоне частот f = 10-140 Гц, а при истечении в воздух – в диапазоне f = 12-180 Гц. Максимальные амплитуды колебаний, при переходе от истечения в воду к истечению в воздух, уменьшились незначительно. Дальнейшее увеличение расхода до $Q = 15 \text{ дм}^3$ /мин расширило диапазон максимальных амплитуд при истечении в воду до f = 30-220 Гц, а при истечении в воздух – до f = 14-220 Гц. Максимальные амплитуды колебаний для случая $Q = 15 \text{ дм}^3$ /мин, при переходе от истечения в воду к истечению в воздух, уменьшились в 2-3 раза.



Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики волнового гидромассажера с дефлектором на оси симметрии (y = 0) при различных расходах воды Q: 1 – истечение в воду; 2 – истечение в воздух.



Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики волнового гидромассажера с дефлектором на расстоянии y = 2 мм от оси симметрии при различных расходах воды *Q*: *1* – истечение в воду; *2* – истечение в воздух.

На расстоянии y = 2 мм от оси симметрии (рис. 4) при расходе $Q = 9 \text{ дм}^3$ /мин наибольшие амплитуды колебаний были более явно выражены и для случая истечения в воду наблюдались в диапазоне частот f = 40-70 Гц, а при истечении в воздух – в диапазоне f = 36-38 Гц и f = 120-180 Гц. Величины максимальных амплитуд, при пе-



Рис. 5. Амплитудно-частотные характеристики волнового гидромассажера с дефлектором на расстоянии y = 4 мм от оси симметрии при различных расходах воды Q: 1 – истечение в воду; 2 – истечение в воздух.



Рис. 6. Амплитудно-частотные характеристики волнового гидромассажера с дефлектором на расстоянии *y* = 6 мм от оси симметрии при различных расходах воды *Q*: *1* – истечение в воду; *2* – истечение в воздух.

реходе от истечения в воду к истечению в воздух, уменьшились незначительно, а при f = 160-180 Гц даже увеличились. При расходе $Q = 12 \text{ дм}^3/\text{мин}$ в точке y = 2 мм при истечении в воду область наибольших амплитуд располагалась в диапазоне частот f = 10-90 Гц, а при истечении в воздух – в диапазоне f = 12-180 Гц. Максимальные амплитуды колебаний, при переходе от истечения в воду к истечению в воздух при f = 10-90 Гц, уменьшились в 1.5–2 раза, а в диапазоне f = 110-180 Гц, увеличились более, чем в 2 раза. Дальнейшее увеличение расхода до $Q = 15 \text{ дм}^3/\text{мин}$ при истечении в воздух – f = 14-120 Гц. Максимальные амплитуды колебаний для случая $Q = 15 \text{ дм}^3/\text{мин}$ в точке y = 2 мм, при переходе от истечения в воду к истечению в воздух при f = 10-120 Гц, уменьшились в 1.5–2 раза, а в диапазоне f = 10-120 Гц, увеличились более, чем в 2 раза. Дальнейшее увеличение расхода до $Q = 15 \text{ дм}^3/\text{мин}$ при велок возникновению максимумов при истечении в воду в области f = 10-120 Гц, а при истечении в возух – f = 14-120 Гц. Максимальные амплитуды колебаний для случая $Q = 15 \text{ дм}^3/\text{мин}$ в точке y = 2 мм, при переходе от истечения в воду к истечению в воздух при f = 10-120 Гц, уменьшились более чем в 3 раза, а в диапазоне f = 120-180 Гц изменились незначительно.

С дальнейшим удалением от оси симметрии до y = 4 мм (рис. 5) спектры колебаний существенно перестроились. При расходе Q = 9 дм³/мин амплитуды колебаний при истечении в воздух оказались существенно больше, чем при истечении в воду. Для расходов Q = 12 и 15 дм³/мин максимальные амплитуды колебаний для этих двух случаев истечения были примерно одинаковыми, но соответствовали разным частотам. При этом частотный диапазон максимумов сместился от f = 10-90 Гц для случая истечении в возду до f = 50-190 Гц при истечении в воздух.

На расстоянии y = 6 мм от оси симметрии амплитуды спектров колебаний оказались более острыми, чем на меньших расстояниях (рис. 6). На этом расстоянии с увеличением расхода воды Q при истечении в воду происходило монотонное возрастание максимальных амплитуд. Для случая истечения в воздух монотонность зависимости амплитуд от расхода воды сохранялась до y = 6 мм, а с увеличением этого расстояния эта монотонность нарушилась. При этом на расстояниях y = 8-12 мм от оси наиболее интенсивные колебания при истечении в воздух наблюдались для расхода Q = 12 дм³/мин, а при Q = 15 дм³/мин интенсивность колебаний существенно уменьшилась.

Обобщая результаты, можно отметить, что максимальные амплитуды колебаний при истечении в воду наблюдались на расстояниях y = 10-12 мм от оси симметрии и монотонно возрастали с увеличением расхода воды Q. В случае истечения в воздух при расходах Q = 9 и 12 дм³/мин максимальные амплитуды A_{max} возникали вблизи оси симметрии и незначительно изменялись до расстояний y = 10-14 мм, после чего происходило их уменьшение. Для расхода Q = 15 дм³/мин максимальная амплитуда колебаний была зарегистрирована при y = 4 мм, а начиная с y = 8 мм, наблюдалось существенное уменьшение амплитуд.

При истечении в воду частоты f_{max} , соответствующие максимальным амплитудам колебаний, повышаются, начиная с расстояний y = 6 мм. В случае истечения в воздух значения f_{max} с удалением от оси симметрии сначала повышаются, а затем понижаются.

Заключение. 1. Исследованный гидромассажер с дефлектором создает колебания давления на обрабатываемой поверхности как при истечении в воду, так и при истечении в воздух. 2. Наибольшие амплитуды колебаний наблюдались не на оси симметрии (y = 0), а на расстояниях y = 8-14 мм от оси при истечении в воду и на расстояниях y = 2-6 мм от оси при истечении в воздух. 3. При переходе от истечения в воду к истечению в воздух частотный диапазон максимальных амплитуд сдвинулся в область более высоких частот. 4. В случае расхода воды Q = 9 дм³/мин переход от истечения в воздух колебаний, а для расходов Q = 12 и 15 дм³/мин в некоторых точках обрабатываемой поверхности при истечении в воздух максимальные амплитуды колебаний увеличились по сравнению со случаем истечения в воду.

ФИНАНСИРОВАНИЕ

Работа выполнена по программе ФНИ государственных академий наук на 2013—2020 гг., пункт программы № 26, тема "Развитие фундаментальных основ волнового машиностроения. Научные основы волновых технологий получения композитных материалов с уникальными свойствами и новых средств функциональной диагностики". № Гос. регистрации 01201359375.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Ганиев Р.Ф., Васильев Р.Х., Муфазалов Р.Ш. и др. Устройство для гидромассажа. РФ Патент 2010559, 1994.
- 2. Ганиев Р.Ф., Муфазалов Р.Ш., Васильев Р.Х. и др. Устройство для физиотерапии. РФ Патент 2012319, 1994.
- 3. Велиев Е.И., Ганиев Р.Ф., Ганиев С.Р. и др. Гидроволновой массажер для физиотерапевтического лечения заболеваний мочевого пузыря. РФ Патент 189154, 2019.
- 4. Ганиев Р.Ф., Корнеев А.С. Волновые гидромассажеры // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2014. № 4. С. 99.
- 5. Ганиев Р.Ф., Украинский Л.Е., Ганиев О.Р. и др. Волновой гидродинамический генератор для гидромассажных процедур. РФ Патент 124564, 2013.
- 6. Велиев Е.И., Ганиев Р.Ф., Ганиев С.Р. и др. Гидроволновой массажер для лечения сексуального расстройства. РФ Патент 189155, 2019.
- 7. *Кныш Ю.А., Кныш О.Ю., Карлова Т.Ю.* Душ массажный аппарат. РФ Патент 2221539С2, 2004. https://patenton.ru/patent/RU2221539C2
- 8. Федоров Ю.А., Юминов В.Г. Гидромассажное устройство. РФ Патент 2437644С2, 2011. https://patenton.ru/patent/RU2437644C2
- 9. Велиев Е.И., Ганиев Р.Ф., Корнеев А.С. и др. Волновое устройство для гидромассажа. РФ Патент 210193, 2022. https://patents.google.com/patent/RU210193U9/ru
- 10. ANSYS Fluent Release 12.1. ANSYS, Inc., Canonsburg, USA, 2009. http://www.ansys.com
- 11. ANSYS Fluent 12.0. Theory Guide. ANSYS, Inc., 2009. 816 c.
- 12. Batchelor G.K. An Introduction to Fluid Dynamics. Cambridge University Press, Cambridge, England, 1967. 615 p.
- Smagorinsky J. General Circulation Experiments with the Primitive Equations. I. The Basic Experiment // Monthly Weather Review. 1963. V. 91. P. 99.
- 14. *Shur M.L., Spalart P.R., Strelets M.K. et al.* A Hybrid RANS-LES Approach With Delayed-DES and Wall-Modelled LES Capabilities // Int. J. Heat and Fluid Flow. 2008. V. 29. P. 1638.
- 15. *Piomelli U., Moin P., Ferziger J.H.* Model Consistency in Large-Eddy Simulation of Turbulent Channel Flow // Physics of Fluids. 1988. V. 31. P. 1884.
- 16. Велиев Е.И., Ганиев Р.Ф., Корнеев А.С., Украинский Л.Е. Расчетное и экспериментальное исследование волновых гидромассажеров // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2022. № 1. С. 3.

АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ В МАШИНОСТРОЕНИИ. ИНФОРМАЦИОННАЯ СИСТЕМА ПО СВОЙСТВАМ

УДК 355.358.1

МЕТОД АДАПТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ УСТОЙЧИВЫМ СОСТОЯНИЕМ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ В УСЛОВИЯХ ОГРАНИЧЕНИЯ ВРЕМЕНИ УПРАВЛЯЮЩЕГО ВОЗДЕЙСТВИЯ

© 2022 г. А. М. Попов^{1,*}, В. И. Филатов², В. А. Жулего³, А. М. Бонч-Бруевич²

¹Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия ²Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия ³Военная академия РВСН им. Петра Великого, Московская область, Балашиха, Россия *e-mail: aproximandra@mail.ru

> Поступила в редакцию 21.04.2021 г. После доработки 08.08.2022 г. Принята к публикации 19.08.2022 г.

В статье предложен метод, позволяющий адаптивно управлять устойчивостью автоматизированной системы управления с учетом заданных временных ограничений. Приведены результаты расчетов и математическая постановка задачи обеспечения устойчивости автоматизированной системы управления.

Ключевые слова: техническое состояние, важность операций технического обслуживания, ограниченное время, устойчивость, адаптивное управление состоянием **DOI:** 10.31857/S0235711922060086

Поддержание современных комплексов средств автоматизации (КСА) и автоматизированной системы управления (АСУ) в исправном и работоспособном состоянии в условиях внешних негативных воздействий является одной из важнейших задач как органов управления, организующих техническое обслуживание (ТО), так и расчетов обслуживающего персонала и элементов управления. Исправное (работоспособное) состояние КСА и АСУ напрямую зависит от устойчивости их подсистем, качества организации эксплуатации и выполнения персоналом эксплуатационных мероприятий [1].

Несмотря на конструктивное и технологическое совершенствование и усложнение комплексов, множество сценариев негативных воздействий не позволяют обеспечить выполнение задачи ACУ с заданным качеством. Причиной данного обстоятельства являются все более эффективные средства и возможности контрфакторов, таких как целенаправленное мешающее воздействие, повышающаяся вероятность выхода из строя узлов обработки информации и каналов передачи данных. В процессе эксплуатации ACУ возможны срывы проведения технического обслуживания, несвоевременное или не полное его проведение, и, соответственно, снижение показателя устойчивости комплекса. Ухудшение технического состояния комплекса при этом снижает возможности по решению целевых задач [1, 2].

В рамках плана технического обслуживания комплексов ACУ, основанного на поддержании устойчивости техники за счет очередности и проведения работ с определенной периодичностью, необходимо учитывать случайные снижения временных требований. Такая ситуация объективно имеет место в особых условиях эксплуатации, когда по условиям обстановки отсутствует возможность проведения очередного технического обслуживания АСУ в требуемом объеме. Причинами этого являются следующие обстоятельства [3, 9]: 1) отсутствие возможности досрочного планирования технической эксплуатации АСУ, связанное со слабой предсказуемостью тенденций и динамики развития обстановки в ходе негативных воздействий; 2) отсутствие требуемого для проведения, в заданных условиях, технического обслуживания АСУ персонала с необходимым уровнем квалификации; 3) отсутствие научно-методического аппарата для управления проведением технического обслуживания в особых условиях обстановки и в условиях ограниченного времени.

В ходе планового функционирования, когда по условиям обстановки не представляется возможным провести техническое обслуживание в требуемом объеме, в первую очередь должны быть выполнены операции, без которых АСУ не могут быть использованы по назначению [1].

В целях поддержания АСУ и КСА в исправном состоянии, в условиях внешних воздействий, мероприятия по планированию технического обслуживания и мероприятия по обслуживанию, разработанные для нормальных условий функционирования, попросту не работают в силу отсутствия свойства адаптивности системы к перманентному изменению условий и режимов эксплуатации [3]. Это связано с динамикой изменения внешней обстановки, требующей адекватной реакции системы с точки зрения интенсивности использования АСУ и КСА [3].

Таким образом, налицо насущная необходимость определения перечня операций технического обслуживания, проведение которых обеспечит максимальный вклад в достижение требуемого уровня технического состояния комплекса в конкретной эксплуатационной ситуации.

Такая задача встает перед органом управления ACУ, несущим ответственность за техническое состояние комплекса, и требует непрерывного учета и обработки большого количества данных, характеризующих фактическое техническое состояние ACУ, текущий режим его эксплуатации, а также климатические особенности местности, оказывающие воздействие на его устойчивость [4]. Причем, решать данную задачу необходимо с учетом диапазона изменений учитываемых параметров. Это позволит обеспечить оперативное планирование технического обслуживания с целью (поддержания) поддержки ее технического состояния на требуемом уровне в широком диапазоне условий работы ACУ.

Таким образом рассматриваемая задача является оптимизационной и в общем виде ее можно представить следующим образом: разработать метод управления состоянием ACУ F, обеспечивающий максимизацию устойчивости ACУ W с учетом конкретной эксплуатационной ситуации C и текущего технического состояния Q, за счет формирования рационального варианта ее технического обслуживания и мер ответных реакций на внешние воздействия q^* в условиях недостаточного времени $t_{\text{расп}}$

$$F: q^* = \arg \max W(q_j | Q, C), \quad X = \{x_i\}, \quad i = 1, N,$$

$$C = Z \times H, \quad q_j \subset X, \quad при \quad t_{\text{расп}} < t_{\text{треб}},$$
(1)

где q^* — рациональный вариант ТО АСУ; F — устойчивость АСУ; q_i — вариант ТО ответных реакций; C — эксплуатационная ситуация; Q — текущее техническое состояние АСУ; X — множество операций ТО ответных реакций согласно эксплуатационной документации; x_i — i-я операция ТО ответных реакций; N — множество ТО ответных реакций согласно эксплуатационной документации; Z — задачи, стоящие перед персоналом АСУ; H — внешние факторы, оказывающие влияние на техническое состояние АСУ; $t_{\text{треб}}$ — требуемое время на проведение ТО ответных реакций, согласно эксплуатационной документации; $t_{\text{расп}}$ — располагаемое время на проведение ТО ответных реакций.

Под рациональным вариантом понимается перечень и последовательность операций, в совокупности вносящих наибольший вклад в обеспечение требуемого уровня показателя устойчивости АСУ [4, 9].

Исходными данными для решения этой задачи являются: конструктивные особенности комплекса, текущее техническое состояние комплекса, конструктивные особенности комплекса, проводимые операции технического обслуживания, и ответных реакций, согласно эксплуатационной документации, параметры эксплуатационной ситуации (воздействия внешней среды, задачи, стоящие перед комплексом ACУ), характеризующие режим эксплуатации ACУ, время, выделенное на проведение технического обслуживания, и ответных реакций $t_{\rm pacm}$ [5].

Для формирования рационального варианта проведения мероприятий управления ACV необходимо, на этапе производства, решить следующие задачи: определить предполагаемые задачи по предназначению ACV, предполагаемые воздействия внешней среды, в которых ACV будет выполнять задачи по предназначению с учетом конструктивных особенностей. Исходя из этого, определить различные варианты управляющих воздействий по приоритету проведения операций [5, 10].

На этапе эксплуатации сформировать рациональный вариант перечня операций воздействия с учетом располагаемого времени и технического состояния подсистем АСУ.

Решение такой задачи предполагает декомпозицию в виде частных: 1) разработка методики определения важности операций управляющих воздействия на АСУ и ответных реакций; 2) разработка методики формирования рационального варианта управляющих воздействий и ответных реакций.

Исходными данными методики определения важности операций управляющего воздействия и ответных реакций являются: 1) перечень предполагаемых предстоящих задач, стоящих перед персоналом ACУ; 2) вид предполагаемых климатических факторов, воздействующих на ACУ; 3) перечень систем, конструктивно входящих в данный образец техники; параметры текущего либо прогнозируемого показателя устойчивости ACУ.

Определения этих исходных данных является задачей экспертов, и зависят от задач, в целях которых будет эксплуатироваться АСУ.

Количество, многогранность и многоуровневость факторов делает задачу планирования практически не разрешимой без применения экспертных методов, т.к. для полностью автоматизированного решения задачи требуется большое количество статистических данных. При этом, план проведения обслуживания АСУ должен учитывать текущее техническое состояние комплекса и динамически изменяющуюся внешнюю обстановку в условиях внешних воздействий [3–5].

Учитывая многокритериальность, решение задачи адаптивного управления АСУ рационально решается в несколько этапов:

На первом этапе формируется экспертная группа из числа наиболее подготовленного и работающего в этой отрасли персонала [6].

Второй этап заключается в структуризации задачи в виде иерархической структуры с несколькими уровнями: цели-критерии-альтернативы (операции управляющего воздействия) [6].

Иерархия — определенный тип системы, основанный на предположении, что элементы подсистемы могут группироваться в несвязанные множества. Элементы каждой группы находятся под влиянием элементов некоторой вполне определенной группы и, в свою очередь, оказывают влияние на элементы другой группы [2]. Тогда структуру решаемой задачи можно представить в виде, показанном в табл. 1.

На третьем этапе, при попарных сравнениях, в распоряжение эксперта дается шкала словесных определений уровня важности, причем каждому определению ставится в соответствие число (табл. 2). При сравнении операций, принадлежащих одному уров-

Перечни операции в условиях типа негативного воздействия	 Перечень в условиях помехового воздействия Перечень в условиях климатических воздействий на АСУ в данной климатической зоне Перечень в условиях физического воздействия по подсистемам АСУ
Возможные операции	 Изменение сигнально-кодовой конструкции Изменение помехоустойчивого кода Изменение несущей частоты и др.

Таблица 1. Распределение операции управления АСУ по степени важности

Таблица 2. Шкала относительной важности

Уровень важности	Количественное значение
Равная важность	1
Умеренное превосходство	3
Существенное или сильное превосходство	5
Значительное (большое) превосходство	7
Очень большое превосходство	9

Матрица сравнений критериев выбора операций приведена в табл. 3.

Критерий	S_1	<i>S</i> ₂	S	Собственный вектор	Вес критерия
S ₁	1	5	3	2.470	0.65
S_2	1/5	1	3	0.848	0.22
S_3	1/3	1/3	1	0.480	0.13

Таблица 3. Примерная матрица для сравнения критериев

ню иерархии, эксперт выражает свое мнение, используя одно из приведенных в табл. 3 определений. В матрицу сравнения заносится соответствующее число. При желании эксперт может использовать целые числа, выражая промежуточные уровни предпочтения по важности [6].

Матрица (табл. 3) соответствует следующим предпочтениям гипотетического лица запрашивающего решение (ЛЗР): критерий " S_1 " существенно превосходит критерий " S_2 " и умеренно превосходит критерий " S_3 "; критерий " S_2 " умеренно превосходит критерий S_3 .

На нижнем уровне иерархической схемы сравниваются заданные альтернативы (операции) по каждому критерию отдельно [4, 10].

Табл. 4-6 позволяют рассчитать коэффициенты важности соответствующих элементов иерархического уровня. Для этого нужно вычислить собственные векторы матрицы, а затем пронумеровать их.

Собственный вектор *V* находится путем извлечения корня *n*-й степени (*n* – размерность матрицы сравнений) из произведений элементов каждой строки.

$$V = \sqrt[n]{A \times B \times C \times D}.$$
(2)

В предпоследнем столбце табл. 6 приведены значения собственных векторов. Нормирование этих чисел дает: $w_1 = 0.65$; $w_2 = 0.22$; $w_3 = 0.13$, где w_i – вес *i*-го критерия.

Таким же способом, на основе табл. 4—6, можно рассчитать важность каждой из операций по каждому из критериев. В таблицах приведены веса соответствующей операции по каждому из критериев.

Операция ТО	Α	В	С	D	Собственный вектор	Bec
A	1	0.2	0.14	0.11	0.23	0.04
В	5	1	0.33	0.2	0.76	0.13
С	7	3	1	1/3	1.63	0.27
D	9	5	3	1	3.40	0.56

Таблица 4. Сравнение по критерию S₁

Таблица 5. Сравнение по критерию S₂

Операция ТО	A	В	С	D	Собственный вектор	Bec
A	1	0.11	0.2	0.14	0.23	0.05
В	9	1	3	1	2.28	0.43
С	5	0.33	1	1	1.14	0.22
D	7	1	1	1	1.63	0.30

Таблица 6. Сравнение по критерию S₃

Операция ТО	A	В	С	D	Собственный вектор	Bec
A	1	3	5	9	3.40	0.56
В	0.33	1	3	7	1.63	0.27
С	0.20	0.33	1	5	0.76	0.13
D	0.11	0.14	0.2	1	0.23	0.04

На четвертом этапе осуществляется синтез полученных коэффициентов важности, который рассчитывается по формуле [6, 10]

$$\omega_j = \sum_{i=1}^n w_i V_{ji},\tag{3}$$

где ω_j – показатель качества *j*-й операции TO; w_i – вес *i*-го критерия; V_{ji} – важность *j*-й операции TO по *i*-му критерию.

Для четырех операций проведенные вычисления позволяют определить

$$\begin{split} \omega_{(A)} &= 0.65 \times 0.04 + 0.22 \times 0.05 + 0.13 \times 0.56 = 0.11; \\ \omega_{(B)} &= 0.65 \times 0.13 + 0.22 \times 0.43 + 0.13 \times 0.27 = 0.215; \\ \omega_{(C)} &= 0.65 - 0.27 + 0.22 - 0.22 + 0.13 - 0.13 = 0.241; \\ \omega_{(D)} &= 0.65 - 0.56 + 0.22 - 0.3 + 0.13 - 0.04 = 0.431. \end{split}$$

Таким образом, операция с максимальным показателем качества *D* является наиболее важной при проведении адаптивного управления состоянием ACУ, а операция *A*, наименее. Путем ранжирования операций определяем очередность их проведения от максимального значения показателя к минимальному значению. Исходя из практического опыта, можно заметить, что некоторые операции можно выполнить только в полном объеме, а некоторые операции можно прервать, не изменяя интенсивность отказов основных элементов ACУ. Поэтому "непрерывным" операциям можно присвоить признак "непрерывности операций" – "0", а "прерывным" – "1". Этот "признак" будет учитываться в дальнейшем при построении очередности проведения операций управления устойчивым состоянием АСУ [1–3], когда выделенное время будет меньше требуемого.

Задача методики формирования рационального варианта управляющих воздействий и ответных реакций заключается в своевременном формировании очередности операций с учетом важности их проведения и достижения максимальной эффективности, заключающееся в повышении устойчивости АСУ в ограниченное время [5, 8].

В качестве исходных данных используется перечень оптимально расставленных операций с признаками "прерывности" или "непрерывности" X (x = "1", x = "0");время на проведение *i*-й операции t_{ЭЛi} согласно эксплуатационной документации; показатель качества *i*-й операции ω_i; время, выделяемое на *i*-ю операцию ТО для *j*-го блока АСУ в данный момент времени t_{распі}.

Для формирования очереди операций управляющего воздействия с учетом коррекции времени, производится расчет эффективности проведения комплекса операций [6, 7]

$$W_i = \sum_{i=1}^n K_{o_{i}i},\tag{4}$$

где $K_{\Omega\Theta}$ – аддитивный критерий, в качестве такого критерия используется коэффициент операционной эффективности, который в свою очередь рассчитывается как

$$K_{\rm O\Im i} = K_{\rm PTi} \omega_i, \tag{5}$$

где ω_i – показатель качества *i*-й альтернативы (операции).

 $K_{\rm PTi}$ – коэффициент реализации временных требований, представляет собой отношение времени, заданного лицом, запрашивающим решение, и временем проведения і-й операции

$$K_{\rm PTi} = \frac{t_{\rm pacni}}{t_{\rm 2\Pi i}}.$$
 (6)

В связи с тем, что такая задача имеет линейный вид, проведем расчет симплекс-методом оптимального варианта построения очередности проведения (не проведения) операций, входными данными для которого являются время, выделенное на операцию элементом управления t_{расп}, время, выделяемое на операцию согласно регламентирующего документа $t_{\partial\Pi}$, целевая функция, а также ограничения по признаку "непрерывности операций"

$$W_i = \sum_{i=1}^n K_{\text{osimax}} \to \max,$$
(7)

для x_i "1" – $t_{\text{pacn}i} \le t_{\text{тр}i}$; для x_i "0" – $t_{\text{pacn}i} \ge t_{\text{тр}i}$, если $t_{\text{pacn}i} < t_{\text{тр}i}$, то "0". Таким образом, в первую очередь проводятся операции с $K_{\text{тр}} = 1$ и W_i , в порядке не возрастания, в последнюю очередь "прерывная" операция (x_i "1") с $K_{TD} < 1$, при $W_i \rightarrow \max$.

Далее определяется техническое состояние подсистем АСУ и присваивается "признак устойчивости (не устойчивости)" подсистемы. Подсистема, имеющая "признак неустойчивости", обслуживается в первую очередь согласно важности ее проведения [6, 9].

В случае внезапного прекращения операций повышения устойчивости, операции, проведенные частично и не проведенные полностью, переносятся на следующий этап, где им вновь присваивается "признак непрерывности операций".

Предложенный метод значительно сокращает временные трудозатраты на решение поставленной задачи повышения устойчивости АСУ в ограниченное время и его и можно включить в состав программного обеспечения системы поддержки принятия решений при планировании прогнозирования состоянием АСУ.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Karp T., Fliege N.J. Modified DFT Filter Banks with Perfect Reconstruction // IEEE Transactions on Circuits and Systems-II: Analog and Digital Signal Processing, 1999. V. 46 (11). P. 1404. https://doi.org/10.1109/82.803480
- 2. Пескова С.А. Сети и телекоммуникации. Учебник. М.: Academia, 2017. 416 с.
- 3. *Скляров О.К.* Волоконно-оптические сети и системы связи. Учебное пособие. СПб.: Лань, 2018. 268 с.
- 4. *Тоискин В.С. Жук А.П.* Системы документальной электросвязи. Учебное пособие. М.: Риор, 2018. 318 с.
- 5. *Шарангович С.Н.* Многоволновые оптические системы связи. Учебное пособие. СПб.: Лань, 2019. 120 с.
- AlDairi A., Tawalbeh L. Cyber security attacks on smart cities and associated mobile technologies // Procedia Comput. Sci., 2017. V. 109. P. 1086.
- 7. Osadchy S.I., Zozulya V.A., Ladanyuk A.P. Optimal Robust Control of a Robots Group // Aut. Control Comp. Sci. 2019. V. 53. P. 298.
- 8. Vasil'ev Yu.S., Zegzhda D.P., Poltavtseva M.A. Problems of security in digital production and its resistance to cyber threats // Autom. ControlComput. Sci., 2018. V. 52. № 8. P. 1090.
- 9. *Filatov V.I., Khokhlachev Y.N., Nekrasov A.S., Sidorov N.V.* Expense evaluation and optimization for providing communication system sustainability // T-Comm. 2020. T. 14. № 7. C. 57.
- Попов А.М., Валиев Р.М. Система статистических методов обработки экспериментальных данных в машиностроении. Монография. М.: ООО "Технологии стратегического менеджмента", 2018. 384 с.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА. ДИАГНОСТИКА ИСПЫТАНИЯ

УДК 621.73

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕМПЕРАТУРНО-СКОРОСТНЫХ РЕЖИМОВ ДЕФОРМАЦИИ НА СТРУКТУРУ МАТЕРИАЛОВ В ПРОЦЕССЕ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ГИБРИДНЫХ ЗАГОТОВОК ИЗ ЦВЕТНЫХ СПЛАВОВ

© 2022 г. П. А. Петров^{1,*}, И. А. Бурлаков^{1,2}, Фам Ван Нгок¹, Нгуен Хань Тоан¹, Во Фан Тхань Дат¹, Р. Ю. Сухоруков³

¹ Московский политехнический университет, Москва, Россия ² Производственный комплекс "Салют" АО "ОДК", Москва, Россия ³ Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия *e-mail: petrov_p@mail.ru

> Поступила в редакцию 31.03.2022 г. После доработки 24.05.2022 г. Принята к публикации 21.06.2022 г.

Приведены результаты исследований по влиянию температурно-скоростных режимов и граничных условий осадки с кручением на формирование структуры алюминиевого сплава АМг5 в температурном интервале $20-450^{\circ}$ С, титанового сплава ОТ4-1 и медного сплава БрХ0.8 в температурном интервале $20-800^{\circ}$ С при осадке со скоростями $\dot{\epsilon} = 4 \times 10^{-1}$, 10^{-2} и 10^{-3} с⁻¹. Полученные результаты изучения влияния температурно-скоростных режимов на микроструктуру материалов позволили определить рациональные режимы изготовления и получить гибридные заготовки осадкой с кручением из исследуемых материалов с высоким качеством соединения в зоне контакта.

Ключевые слова: микроструктура, алюминиевые сплавы АМг2, АМг3, АМг5, АМг6, технический титан ВТ1-0, титановый сплав ОТ4-1, медный сплав БрХ0.8, температурно-скоростные режимы деформации

DOI: 10.31857/S0235711922050121

Промышленность в больших количествах потребляет цветные сплавы, в том числе на базе алюминия, титана и меди. Заготовки из таких сплавов получают с применением методов горячей и холодной пластической деформации – прокатки, ковки, штамповки, ротационных методов и т.п. В процессе пластического формообразования структура сплавов претерпевает изменения, преимущественно зависящие от температуры металла в процессе обработки, скорости и величины деформации. Учитывая существенное влияние структурного состояния металла на эксплуатационные свойства изделия указанные параметры должны учитываться при разработке технологического процесса и выборе режимов обработки. Например, наилучшее сочетание механических свойств титановых сплавов обеспечивают мелко- и среднезернистые структуры [1]. В настоящее время недостаточно систематизированных и полученных по одной методике экспериментальных данных о структурных изменениях в процессе горячей и холодной деформации ряда широко применяемых цветных сплавов, в частности, алюминиевого сплава AMr5, технического титана BT1-0, титанового сплава OT4-1, медного сплава БрХ0.8. **Целью** настоящей статьи являлось изучение влияния температурно-скоростных режимов на структурообразование применяемых в машиностроении цветных сплавов трех групп — алюминиевых, титановых и медных.

Характеристики и свойства исследуемых материалов:

Алюминиевые сплавы характеризуются низкой плотностью и высокой технологичностью. Они хорошо обрабатываются как в горячем, так и холодном состоянии. Уровень механических и технологических свойств алюминиевых сплавов определяется не только химическим составом, а также структурой, которая может быть некристаллизованной, смешанной и кристаллизованной [2]. Наибольший интерес представляют сплавы алюминия с магнием – AMr2, AMr3, AMr5 и AMr6.

Титановые сплавы известны как материалы, сочетающие низкую плотность при высоких прочностных характеристиках. Материал находит широкое применение в авиакосмической промышленности. К деформируемым титановым сплавам относятся технический титан BT1-0 и низколегированный титановый сплав OT4-1. Многообразие структур титановых сплавов определяет изменение их механических свойств в широких пределах. Влияние микроструктуры на свойства сплавов по отдельным характеристикам превышает эффект влияния химического состава и путем оптимизации микроструктуры сплавов можно добиться реализации существенных резервов их механических и технологических свойств [3].

Сплавы на основе меди получили широкое распространение благодаря их высокой пластичности и коррозионной стойкости. В отожженном состоянии они обладают высокими пластическими характеристиками, а пластическая деформация значительно повышает прочностные свойства при резком падении пластичности. Одним из распространенных сплавов является хромистая бронза БрХ0,8, содержащая медь как основу и 0.4–0.7 процента хрома. Данный сплав применяют для изготовления деталей, сочетающих высокую теплопроводность и электропроводность с жаропрочностью.

Материалы, оборудование и методы исследования. Исходными материалами являлись алюминиевые сплавы АМг2, АМг3, АМг5 и АМг6, технически чистый титан ВТ1-0 и титановый сплав ОТ4-1 и медный сплав БрХ0.8. В настоящей статье сплав АМг5 выбран типовым представителем группы сплавов системы Al-Mg и, далее, результаты приводятся для сплава АМг5.

Заготовки для проведения исследований представляли собой цилиндрические образцы диаметром и высотой 10 мм, полученные электроэрозионной резкой. Испытание на сжатие проводили на машине модели LFM250 со скоростями деформации $\dot{\varepsilon} = 4 \times 10^{-1}$, 10^{-2} и 10^{-3} с⁻¹ при температурах 20, 400, 600 и 800°С. Температура осадки для заготовок из алюминиевых сплавов составляла 20, 300, 400 и 450°С при тех же скоростях деформации. Величина деформации составляла 50%. Скорость деформации подерживалась постоянной за счет управляемого перемещения траверса машины. Металлографические исследования осуществляли на бинокулярном микроскопе Olympus Delta с увеличениями 50, 100, 500 и 1000. Исследуемые микрошлифы были изготовлены резкой образцов в меридиональном сечении вдоль направления деформации.

Результаты и обсуждение. Алюминиевые сплавы АМг2, АМг3, АМг5 и АМг6 относятся к группе магналиев. Уровень механических свойств в значительной степени определяется количеством магния в сплаве [4]. В сплаве АМг2 количество магния составляет 1.8–2.6%, в сплаве АМг5 – 4.8–5.8% и в сплаве АМг6 – 5.8–6.8%. Сплавы применяют для сварных и несварных малонагруженных изделий, от которых требуется повышенная коррозионная стойкость. Типовая структура исходного образца имеет мелкодисперсное строение с наличием фазовых составляющих, ориентированных вдоль направления прокатки прутка. Зарождение дисперсионных выделений (зоны Гинье–Престона) в сплавах Al-Mg, содержащих менее 6% магния затруднено. Поэто-



Puc. 1. Структура исходного образца сплава АМг5: (a) — увеличение \times 50; (б) — увеличение \times 100; (в) — увеличение \times 500; (г) — увеличение \times 1000.

му распад обычно происходит с возникновением сравнительно небольшого количества грубых включений [2], что хорошо видно на рис. 1.

Al-Mg сплавы во всех состояниях имеют структуру пересыщенного твердого раствора, для которых характерен одновременный рост как прочности, так и пластичности по мере повышения содержания магния. Рассмотрим структурообразование на примере выбранного сплава-представителя – сплава AMr5.

Сплав АМг5. Структура исходного образца сплава АМг5 однородная с отдельными включениями вдоль линий тока материала. Режимы обработки (температура $20-450^{\circ}$ С и скорости деформации при значениях — 0.001, 0.01, 0.4 с⁻¹) и полученная микроструктура приведены на рис. 2 (увеличение ×500).

Наиболее существенное влияние на структуру (рис. 2) оказывает температура. С ростом температуры от 20 до 450°С наблюдается интенсивное выделение фаз вдоль линий течения металла. Влияние скорости деформации заметно только при повышенных температурах (400 и 450°С). Это связано с влиянием дополнительного тепла, выделяющегося при высоких температурах деформации. Однако стоит отметить, что сам по себе тепловой эффект пластической деформации при сжатии цилиндрического образца не значительный и не приводит к существенному снижению напряжения текучести деформируемого материала.

Титановые материалы BT1-0 и OT4-1 нашли широкое применение благодаря повышенной пластичности в отожженном состоянии. Учитывая, что технический α-титан BT1-0 и псевдо-α-титан OT4-1 обладают хорошей свариваемостью, их можно использовать для изготовления гибридных заготовок.

Технический α**-титан ВТ1-0**. Сплав ВТ1-0 применяют для изготовления малонагруженных деталей сложной конфигурации, работающих при невысоких до 150°С и при низких вплоть до криогенных температурах.

Микроструктура образцов исходного материала в обоих сечениях полиэдрическая и разносная. Размер зерен составляет 30–40 мкм (рис. 3).

После деформации наблюдается измельчение структуры до размера зерен 2–3 мкм (рис. 4), при этом микротвердость [5] и прочностные свойства увеличиваются в 1.3–1.5 раза [6].

Можно предположить, что изменение структуры исходных зерен титана в процессе деформации аналогично изменениям, происходящим при деформации любых однофазных сплавов с объемно-центрированной кубической (о.ц.к.) решеткой [3].

Псевдо-α-титан ОТ4-1. Псевдо-α-сплавы, представителем которых является ОТ4-1, получили широкое распространение в отечественной промышленности. Их достоинствами является удовлетворительная технологическая пластичность при пластическом формообразовании заготовок и хорошая свариваемость. Единственным видом термической обработки является отжиг. Полный отжиг проводится при 640–690°С, неполный отжиг – при 520–560°С. Рекомендуемым температурным интервалом ре-



Рис. 2. Изменение микроструктуры в образцах сплава АМг5 в зависимости от температуры и скорости деформации: (a) $-\dot{\epsilon} = 0.001 \text{ c}^{-1}$; (b) $-\dot{\epsilon} = 0.01 \text{ c}^{-1}$; (b) $-\dot{\epsilon} = 0.4 \text{ c}^{-1}$.



Рис. 3. Микроструктура материала исходного образца титана ВТ1-0: (а) — продольное сечение; (б) — поперечное сечение.

кристаллизационного отжига является диапазон 750-800°С, при котором происходит полное разупрочнение титана [1].

Сплав марки OT4-1 — низколегированный сплав, микроструктура заготовок которых в состоянии поставки, как правило, характеризуется однородностью, размеры α -зерен составляют 10—20 мкм (рис. 5).

Как показывает анализ микроструктуры после холодной осадки (20 и 400°С) в структуре α-сплава почти не наблюдаются признаки деформации, что свидетельствует



Рис. 4. Микроструктура титана BT1-0 после интенсивной накопленной логарифмической деформации $\varepsilon \sim 2.5$: (а) – продольное сечение; (б) – поперечное сечение.



Рис. 5. Структура исходного образца, увеличение ×100.

о внутризеренном механизме деформации при осадке заготовок. При повышении температуры формоизменения до 600°С происходит течение металла вдоль границ зерен и их вытягивание вдоль направления течения. Однако при скорости деформации 0.4 c^{-1} удлинение зерен выражено менее заметно, что, по всей видимости, связано с повышением температуры и началом рекристаллизации. При температуре деформации 800° С, в связи с завершением рекристаллизации, образуется равноосная структура (рис. 6).

Хромистая бронза БрХ0.8. Микроструктура сплава (рис. 7) представляет собой полиэдрические зерна без неметаллических включений. Результаты рентгеноструктурного металлографического анализа позволили определить выделения фазовых составляющих в виде строчек на основе кремния и хрома, которые не оказывают заметного влияния на формообразующие операции.

Структуры образцов после пластической деформации с различными значениями температуры и скоростями деформации приведены на рис. 8.

Изучение микроструктуры позволило установить, что при комнатной температуре скорость деформации оказывает существенное влияние на структуру, проявляющуюся в формировании более мелких зерен при большей скорости. Влияние скорости деформации на изменение структуры и снижение микротвердости (рис. 9) особенно заметно при температуре свыше 600°С, что связано с началом рекристаллизации зерен. Замер микротвердости проводился при комнатной температуре для цилиндрических


Рис. 6. Изменение микроструктуры в образцах сплава ОТ4-1 после деформации, увеличение ×1000: (a) – $\dot{\epsilon} = 0.001 \text{ c}^{-1}$; (b) – $\dot{\epsilon} = 0.4 \text{ c}^{-1}$.



Рис. 7. Микроструктура исследуемого образца сплава БрХ0,8 в продольном сечении: (a) – увеличение ×100; (б) – увеличение ×500.

образцов, осаженных при температуре 600°С на 50% исходной высоты. Сжатие образцов ("Материалы, оборудование и методы исследования") выполнено со скоростью деформации 0.001, 0.01 и 0.4 с⁻¹. Микротвердость измеренная на образцах, осаженных при температуре 800°С, практически совпадает со значениями микротвердости, представленными на рис. 9.

Таким образом, результаты проведенных исследований влияния температурноскоростных режимов на микроструктуру сплавов с учетом полученных эксперимен-



Рис. 8. Изменение микроструктуры в образцах сплава БрХ0,8 после деформации, увеличение ×100: (a) $-\dot{\epsilon} = 0.001 \text{ c}^{-1}$; (б) $-\dot{\epsilon} = 0.01 \text{ c}^{-1}$; (в) $-\dot{\epsilon} = 0.4 \text{ c}^{-1}$.



Рис. 9. Изменение микротвердости (HV₁₀₀) в зависимости от скорости деформации (для образцов после сжатия при температуре 600°С).

тальных данных, а также использования реологических моделей сплавов и эффективного применения моделирования программой QForm создают методологическую базу для развития технологических процессов изготовления гибридных заготовок из цветных сплавов. Одним из направлений совершенствования технологий является деформирование комбинированным нагружением осевым и вращательным перемещением



Рис. 10. Гибридные заготовки, полученные осадкой с кручением: (а) – сплав АМг6, увеличение ×100, (после травления); (б) – титановый сплав ОТ4-1, увеличение ×100, (после травления); (в) – сплав БрХ0.8, увеличение ×500, (после травления).

верхнего инструмента (пуансона) на специализированных установках [9, 10]. Экспериментально получены гибридные (составные) заготовки путем осадки с кручением на модернизированном гидравлическом прессе модели ДБ-2432 силой 1.6 МН [11] из исследуемых материалов с высоким качеством соединения в зоне контакта (сплав АМг6, титановый сплав ОТ4-1, медный сплав БрХ0,8) (рис. 10), что коррелирует с результатами ученых ИФМ Уро РАН (г. Екатеринбург) о фазовых превращениях на атомном уровне в соединениях, которые возникают при воздействии интенсивной деформации [12]. Как показали ранее проведенные исследования реологических характеристик титанового сплава [13], формообразование заготовок из титанового сплава ОТ4-1 необходимо осуществлять при температуре 600—650°С для получения наилучшего качества при соединении заготовок пластическим деформированием. Примеры составных заготовок представлены на рис. 10.

Выводы. Исследования показали, что изучение структурных изменений в зависимости от температурно-скоростных параметров в диапазоне температур 20–450°C для алюминиевых сплавов АМг2, АМг3, АМг5, АМг6 и 20–800°C для сплава OT4-1 и медного сплава БрХ0.8 при осадке со скоростями $\dot{\epsilon} = 4 \times 10^{-1}$, 10^{-2} и 10^{-3} с⁻¹ позволило: 1) определить эволюцию структур, позволившую определить рациональные режимы формообразования гибридных заготовок из изучаемых материалов; **2**) получить гибридные (составные) заготовки осадкой с кручением из исследуемых материалов с высоким качеством соединения (рис. 10) заготовок из нескольких широко применяемых в машиностроении цветных сплавов трех групп — алюминиевых (АМг2, АМг3, АМг5, АМг6), технического титана BT1-0, титанового сплава OT4-1 и медного сплава БрХ0.8.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Агарков Г.Д., Каганович И.Н., Полькин И.С., Тулянкин Ф.В. Полуфабрикаты из титановых сплавов. М.: Металлургия, 1979. 243 с.
- 2. Беляев А.И., Бочвар О.С., Буйнов Н.Н. и др. Металловедение алюминия и его сплавов. М.: Металлургия. 1983. 280 с.
- 3. Аношкин Н.Ф. и др. Металлография титановых сплавов. М.: Металлургия, 1980. 464 с.
- 4. *Фридляндер И.Н.* Высокопрочные деформируемые алюминиевые сплавы. М.: Оборонгиз, 1960. 290 с.
- 5. *Курзина И.А., Божко И.А., Калашников М.П. и др.* Эволюция структуры и механических свойств ультрамелкозернистого титана // Материаловедение. 2010. № 5. С. 48.
- 6. *Петров А.Н., Бурлаков И.А., Бач Ву Чонг, Логинов Б.А.* Эволюция микроструктуры технического титана ВТ1-0 при интенсивной пластической деформации // Цветные металлы. 2019. № 6. С. 71.
- Власов А.В., Стебунов С.А., Евсюков С.А. и др. Конечно-элементное моделирование технологических процессов ковки и объемной штамповки. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2019. 383 с.
- Бурлаков И.А., Петров П.А. и др. Особенности формообразования полых осесимметричных заготовок из медного сплава БрХ08 с применением ротационных методов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2022. № 4. С. 86.
- 9. *Щербатов Д.А.* Совершенствование технологии осадки заготовок методом комбинированного нагружения на установке с независимым приводом. Нижний Новгород: Автореферат дисс. ... к.т.н., 2011. 28 с.
- 10. Шнейберг А.М. и др. Пластическая деформация при комбинированном нагружении. Нижний Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2018. 249 с.
- 11. Субич В.Н. и др. Штамповка с кручением: Монография. МГИУ, 2008. 389 с.
- Shabashov V., Sagaradze V., Kozliv K., Ustyugov Y. Atomic order and submicrostructure in iron alloys at megaplastic deformation // Metals. 2018. V. 8 (12). P. 995.
- Петров П.А., Бурлаков И.А., Нгуен Хань Тоан, Сухоруков Р.Ю. Управление процессами формообразования заготовок из титановых сплавов (на примере сплава ОТ4-1) с использованием моделирования реологии и режимов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2021. № 6. С. 88.