ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней

Журнал переводится на английский язык, переиздается и распространяется во всем мире фирмой "Аллертон Пресс" (США)

2

2017

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Албагачиев А. Ю., д-р техн. наук, **Алешин Н.П.,** д-р техн. наук, акад. РАН, **Братухин А.Г.,** д-р техн. наук, **Воронцов А.Л.,** д-р техн. наук, **Гусейнов А.Г.,** д-р техн. наук, **Дмитриев А.М.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Древаль А.Е.,** д-р техн. наук (председатель секции технологии машиностроения), **Кутин А.А.,** д-р техн. наук, **Омельченко И.Н.,** д-р техн. и экон. наук (председатель секции организации и экономики производства), **Кузин В.В.,** д-р техн. наук, **Попов Д.Н.,** д-р техн. наук, **Попов А.В.,** д-р техн. наук, **Рыбин В.В.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Трегубов Г.П.,** д-р техн. наук, **Скугаревская Н.В.** (ответственный секретарь)

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:

107076, Москва, Колодезный пер., д. 2А, стр. 2
Телефон: 8-(499)-269-52-98
Факс: 8-(499)-269-48-97

Адрес редакции:

107076, Москва,
Колодезный пер., д. 2А, стр. 2
Телефон: 8-(495)-661-38-80.
E-mail: vestmash@mashin.ru; vestmash@mail.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за ПИ № 77-12421 в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций
Учредитель: А.И. Савкин

Индексы: **70120** ("Роспечать"),
27841 ("Пресса России"),
60264 ("Почта России")

Цена свободная

Отпечатано в ООО "Канцлер",
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО «Адвансед солюшнз».
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.
Сайт: **www.aov.ru**

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Сизый Ю. А., Чайка Э. Г., Ушаков А. Н. — Метод пространства состояний при исследовании и анализе крутильных колебаний привода вращения 3

Беда А. И., Руденко А. А., Беда И. Н. — Влияние перекоса вала на гидростатическую силу в щелевом уплотнении центробежного насоса 8

Бровман М. Я. — Усовершенствование конструкций станин прокатных станов 12

Иванов А. Г. — Уточнение механики масс и среды на основе характеров корректирующих масс 16

Пшеничный В. В., Сальников А. Ф. — Исследование вибродинамических характеристик стенда для испытаний главных редукторов вертолетов 19

Гасанли Р. К., Асланов З. Ю. — Исследование ударной вязкости высокопрочного чугуна с шаровидным графитом, полученного литьем в металлические формы . . . 24

Манфановский С. Б., Енаев А. А. — Исследование демпфирующих свойств колесных движителей с внутренним подрессориванием 27

Сабитов М. Х., Поникаров С. И. — Упругая приспособляемость элементов оборудования, работающего под давлением 30

Брунман В. Е., Ватаев А. С., Волков А. Н., Волков Е. А., Петкова А. П., Кочанжи Ф. И., Плотников Д. Г. Методы повышения энергоэффективности нефтедобычи штанговыми глубинными насосами при разработке низкодебитных месторождений кустовым способом 33

Ражиков В. Н., Беляев А. Н. — Учет деформации подшипников сателлитов при проверке геометрических показателей качества зацепления в цилиндрических эвольвентных зубчатых передачах внутреннего зацепления с малой разностью чисел зубьев 38

Богданов В. И. — Применение высокоперепадной неохлаждаемой турбины в перспективных ГТД ограниченной мощности 40

Воячек И. И., Кочетков Д. В. — Комплексное повышение эксплуатационных характеристик резьбовых соединений при сборке с анаэробными материалами 41

Лисин А. Н., Набоков И. И., Мозалёв В. В. — Прогнозирование сопротивления усталости элементов конструкций с учетом технологических параметров 46

Кожина Т. Д., Ерошков В. Ю., Курочкин А. В., Соколов Н. Н. — Комплексная автоматизация производства заготовок лопаток компрессоров ГТД 51

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Курнасов Е. В., Малышкин А. Б. — Комплексный подход к управлению процессом селективного гидрирования ацетиленистых соединений 56

Тушавина О. В., Афанасьев В. А., Северцев С. А. — Снижение газовых нагрузок в вакуумных камерах для получения сверхвысокого разрежения 60

Ганиева В. Р., Тулупова О. П., Еникеев Ф. У., Круглов А. А. — Компьютерное моделирование технологических процессов обработки давлением конструкционных сверхпластичных материалов 63

Проблемы теории и практики резания материалов

Пегашкин В. Ф., Пегашкина Е. В., Пищевская Е. С. — Математическая модель стойкости режущего инструмента в условиях нечетких множеств 70

Обработка материалов без снятия стружки

Дмитриев А. М., Гречников Ф. В., Коробова Н. В. — Повышение стойкости ступенчатых пуансонов при холодном выдавливании стаканов 73

Иванов А. М. — Упрочнение низколегированной стали комбинированием экструзии, винтового и равноканального прессований 81

ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ И БЕЗОПАСНОСТИ

Сайкин А. М., Тер-Мкртичьян Г. Г., Карпухин К. Е., Переладов А. С., Журавлев А. В., Якунова Е. А. — Экологические проблемы современных транспортных средств, в том числе электромобилей 84

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Гизатуллин Ф. А., Салихов Р. М. — Влияние накопленной энергии в емкостных системах зажигания газотурбинных двигателей и частоты искровых разрядов на ресурс полупроводниковых свечей зажигания 87

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Siziy Yu. A., Chayka E. G., Ushakov A. N. — State space method at research and analysis of torsional vibrations of rotary drive

Beda A. I., Rudenko A. A., Beda I. N. — Influence of shaft misalignment on hydrostatic force in groove seal of centrifugal pump

Brovman M. Ya. — Improvement of structure of mill housings

Ivanov A. G. — Adjustment of mass mechanics and medium on the base of correcting masses characters

Pshenichniy V. V., Sal'nikov A. F. — Research of vibrodynamic characteristics of bench for testing of helicopters main motor transmissions

Gasanli R. K., Aslanov Z. Yu. — Research of impact toughness of high-strength cast iron with spherical graphite, obtained by casting in metal moulds

Manfanovskiy S. B., Enaev A. A. — Research of damping properties of wheeled running gears with internal springing

Sabitov M. Kh., Ponikarov S. I. — Elastic adaptability of equipment elements operating under pressure

Brunman V. E., Vataev A. S., Volkov A. N., Volkov E. A., Petkova A. P., Kochanzhi F. I., Plotnikov D. G. — Methods of increase of oil production energy efficiency by sucker-rod bore-hole pumps at development of marginal accumulations in clusters

Razhikov V. N., Belyaev A. N. — Account of deformation of satellites bearings at check of geometric quality factors of gears in cylindrical involute tooth internal gearing with low difference in numbers of teeth

Bogdanov V. I. — Application of choked-flow GTE uncooled turbine of limited power

Voyachek I. I., Kochetkov D. V. — Complex improvement of performance characteristics of threaded joints at assembly with anaerobic materials

Lisin A. N., Nabokov I. I., Mozalev V. V. — Forecasting of fatigue resistance of structure elements taking into account technological parameters

Kozhina T. D., Eroshkov V. Yu., Kurochkin A. V., Sokolov N. N. — Complex automation of production of GTE compressor blades billets

MANUFACTURING ENGINEERING

Kurnasov E. V., Malyshkin A. B. — Complex approach to control of acetylene compounds selective hydrogenation process

Tushavina O. V., Afanas'ev V. A., Severtsev S. A. — Decrease of gas loads in vacuum chambers for obtaining of ultrahigh exhaustion

Ganieva V. R., Tulupova O. P., Enikeev F. U., Kruglov A. A. — Computer modeling of technological processes of structural materials forming in the state of superplasticity

Problems of theory and practice of materials cutting

Pegashkin V. F., Pegashkina E.V., Pishchevskaya E. S. — Mathematical model of cutting tool resistance in conditions of fuzzy sets

Chipless processing of materials

Dmitriev A. M., Grechnikov F. V., Korobova N. V. — Increase of stepped punches resistance at cold extrusion of nozzles

Ivanov A. M. — Strengthening of low-alloyed steel by combination of extrusion, helical and equal-channel pressing

PROBLEMS OF ECOLOGY AND SAFETY

Saykin A. M., Ter-Mkrtich'yan G. G., Karpukhin K. E., Pereladov A. S., Zhuravlev A. V., Yakunova E. A. — Ecological problems of modern transport vehicles including electromobiles

TECHNICAL INFORMATION

Gizatullin F. A., Salikhov R. M. — Influence of accumulated energy on capacitive ignition systems of gas turbine engines and the frequency of discharges a resource for semiconductor spark plug

Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Т. В. Пчелкина*

Сдано в набор 25.12.2016. Подписано в печать 19.01.2017.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

© ООО «Издательство "Инновационное машиностроение"», "Вестник машиностроения", 2017

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.924.56.001.5

Ю. А. СИЗЫЙ, д-р техн. наук (ГП "УкрНТЦ "Энергосталь"), Э. Г. ЧАЙКА, А. Н. УШАКОВ, кандидаты технических наук (НТУ "ХПИ", Украина, г. Харьков), e-mail: sizy.iury@yandex.ua

Метод пространства состояний при исследовании и анализе крутильных колебаний привода вращения

Представлен аналитический анализ крутильных колебаний привода вращения шлифовального круга станка 3М151 при принятой методике расчета собственных частот и форм колебаний и предлагаемой методике описания крутильной системы уравнениями пространства состояний, которые позволяют учесть деформирующие свойства системы, динамические свойства приводного движения и оценить амплитуду вынужденных колебаний любого элемента системы по ее амплитудно-частотной характеристике.

Ключевые слова: привод вращения, крутильные колебания, вынужденные колебания, уравнения пространства состояний, амплитудно-частотная характеристика.

The analytical analysis of torsional vibrations of a grinding wheel rotary drive on "3M151" machine tool at the existing methodic of analysis of eigenfrequencies and eigenmodes and at the suggested methodic of description of a torsional system by state space equations, which allow to account for deforming system properties, dynamic properties of drive motion and to assess the amplitude of forced vibrations of any system element on its amplitude-frequency characteristic, is presented.

Keywords: rotary drive, torsional vibrations, forced vibrations, state space equations, amplitude-frequency characteristic.

Аналитическое исследование крутильных колебаний приводов металлорежущих станков, как правило, проводится по схеме, включающей следующие этапы [1—3]: а) упрощение привода — приведение его к системе, содержащей только сосредоточенные массы, соединенные безынерционными валами; б) приведение системы с валами, вращающимися с разными скоростями, к одному валу; в) приведение многомассовой системы к трех- и двухмассовой (для определения низших собственных частот крутильных колебаний); г) вычисление низших собственных частот и определение соответствующих им форм колебаний.

Основной практический результат такого исследования — установление собственных частот колебаний и сравнение их с предполагаемыми или известными частотами внешних воздействий для выяснения возможности резонанса. Осязаемые практические выводы по поводу форм колебаний и значений относительных амплитуд в данном случае не просматриваются.

Следует отметить, что практический интерес представляет отношение амплитуды крутильных колебаний элементов привода к амплитуде внешнего гармонического воздействия, а не отношение амплитуд при собственных колебаниях, т.е. полезно было бы получить амплитудно-частотную характеристику вынужденных колебаний. Однако в описанном алгоритме исследования крутильных колебаний это не предусмотрено.

Другим существенным недостатком указанной методики является отсутствие учета демпфирования в приводе при расчете собственных частот его крутильной системы, что приводит к внесению погрешностей в определение резонансных частот. Кроме того, на основе полученных значений собственных частот крутильных колебаний невозможно судить о величине амплитуды колебаний в случае резонанса, поскольку эффективность демпфирования в приводе неизвестна.

Методика исследования крутильных колебаний, предлагаемая в данной статье, позволяет частично устранить отмеченные недостатки. Рассмотрим ее на примере исследования крутильных колебаний привода вращения шлифовального круга круглошлифовального станка модели 3М151, упрощенная кинематическая схема которого приведена на рис. 1.

Для запуска привода используется асинхронный электродвигатель 4А132М4П2 с номинальной мощностью $N_н$ = 11 кВт и частотой вращения $n_н$ = 1460 мин$^{-1}$.

Применяя известную методику расчета собственных частот крутильных колебаний, сформируем привод в виде простого эквивалентного вала, приведенного к валу ротора электродвигателя (рис. 2), где I_1, I_2, I_3, I_4 — моменты инерции сосредоточенных масс соответственно ротора, шкива на валу ротора, шкива на шпинделе станка и шлифовального круга, кг/м^2; l_d, l_1, l_2, l_3 — крутильные податливости

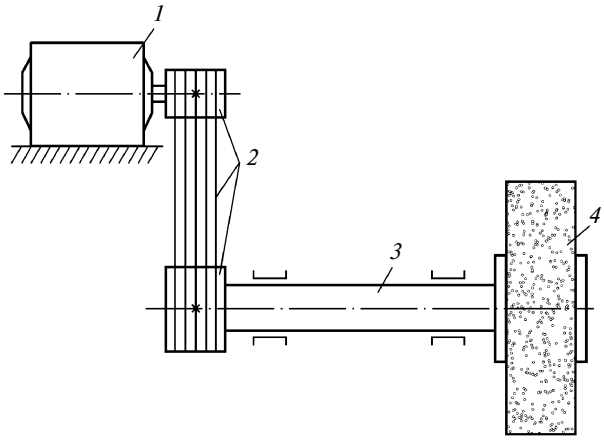


Рис. 1. Кинематическая схема привода вращения шлифовального круга:

1 — электродвигатель; *2* — ременная передача; *3* — шпиндель станка; *4* — шлифовальный круг

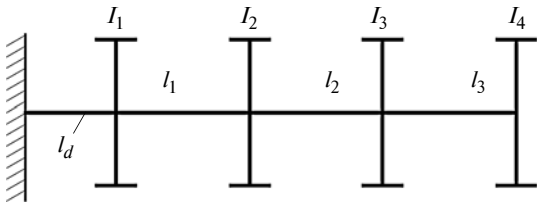


Рис. 2. Схема привода вращения шлифовального круга, приведенного к простому эквивалентному валу

электромагнитной связи статора с ротором, вала ротора, ременной передачи, шпинделя, рад/(Н · м).

Электрическую сеть считаем достаточно мощной, а ее инерцию — бесконечной. Тогда сеть можно заменить заделкой, как показано на рис. 2 [1]. Податливость этой связи рассчитываем по формуле [1]

$$l_d = \frac{1}{2P_{\text{п}}M_{\text{к}}} = 0{,}00316 \text{ рад/(Н} \cdot \text{м)}. \qquad (1)$$

В формуле (1) $P_{\text{п}}$ — число пар полюсов двигателя ($P_{\text{п}} = 2$); $M_{\text{к}}$ — предельно допустимый (критический) момент, развиваемый двигателем ($M_{\text{к}} = 158{,}263$ Н · м).

Крутильная система (см. рис. 2) имеет следующие расчетные параметры [I_i, кг/м^2; l_i, рад/(Н·м)]: $I_1 = 0{,}04$, $I_2 = 0{,}055883$, $I_3 = 0{,}105$, $I_4 = 2{,}7313$, $l_1 = 0{,}009$, $l_2 = 0{,}000338$, $l_3 = 1{,}6 \cdot 10^{-5}$.

Запишем систему дифференциальных уравнений движения масс системы:

$$\begin{cases} I_1\ddot{\varphi}_1 - \dfrac{1}{l_d}\varphi_1 + \dfrac{1}{l_1}(\varphi_1 - \varphi_2) = 0; \\ I_2\ddot{\varphi}_2 - \dfrac{1}{l_1}(\varphi_1 - \varphi_2) + \dfrac{1}{l_2}(\varphi_2 - \varphi_3) = 0; \\ I_3\ddot{\varphi}_3 - \dfrac{1}{l_2}(\varphi_2 - \varphi_3) + \dfrac{1}{l_3}(\varphi_3 - \varphi_4) = 0; \\ I_4\ddot{\varphi}_4 - \dfrac{1}{l_3}(\varphi_3 - \varphi_4) = 0, \end{cases} \qquad (2)$$

где φ_1, φ_2, φ_3, φ_4 — углы закручивания сосредоточенных масс с моментами инерции соответственно I_1, I_2, I_3, I_4.

Подставив в систему уравнений (2) частное решение

$$\varphi_i = A_i\sin(\omega_{\text{c}j}t + \varepsilon_i)$$

(A_i — амплитуда колебаний i-й массы; ε_i — фазовый угол; $\omega_{\text{c}j}$ — j-я частота собственных колебаний системы) и сократив уравнения на общий множитель $A_i\sin(\omega_{\text{c}j}t + \varepsilon_i)$, получим:

$$\begin{cases} A_1\left(\dfrac{1}{l_1} - \dfrac{1}{l_d} - I_1\omega_{\text{c}}^2\right) - \dfrac{1}{l_1}A_2 = 0; \\ -\dfrac{1}{l_1}A_1 + \left(\dfrac{1}{l_1} + \dfrac{1}{l_2} - I_2\omega_{\text{c}}^2\right)A_2 - \dfrac{1}{l_2}A_3 = 0; \\ -\dfrac{1}{l_2}A_2 + \left(\dfrac{1}{l_2} + \dfrac{1}{l_3} - I_3\omega_{\text{c}}^2\right)A_3 - \dfrac{1}{l_3}A_4 = 0; \\ -\dfrac{1}{l_3}A_3 + \left(\dfrac{1}{l_3} - I_4\omega_{\text{c}}^2\right)A_4 = 0. \end{cases} \qquad (3)$$

Запишем систему уравнений (3) в матричной форме:

$$\mathbf{M}\begin{vmatrix} A_1 \\ A_2 \\ A_3 \\ A_4 \end{vmatrix} = 0,$$

где

$$\mathbf{M} = \begin{vmatrix} \dfrac{1}{l_1} - \dfrac{1}{l_d} - I_1\omega^2 & -\dfrac{1}{l_1} & 0 & 0 \\ -\dfrac{1}{l_1} & \dfrac{1}{l_1} + \dfrac{1}{l_2} - I_2\omega^2 & -\dfrac{1}{l_2} & 0 \\ 0 & -\dfrac{1}{l_2} & \dfrac{1}{l_2} + \dfrac{1}{l_3} - I_3\omega^2 & -\dfrac{1}{l_3} \\ 0 & 0 & -\dfrac{1}{l_3} & \dfrac{1}{l_3} - I_4\omega^2 \end{vmatrix}.$$

Однородная система (3) имеет ненулевые решения, если определитель матрицы **M** равен нулю [4]. В рассматриваемом случае он представляет собой полином четвертой степени от $\omega_{\text{c}j}$. Приравняв этот полином нулю и решив полученное алгебраическое уравнение, можно найти квадраты всех собственных частот системы.

Вычисление определителя матрицы и квадратов частот выполнено в пакете Mathcad в символьном виде. Получены следующие значения собственных частот, рад/с: $\omega_1 = 7{,}47$, $\omega_2 = 231{,}4$ и $\omega_3 = 804{,}82$.

Для определения относительных частот $a_1 = \frac{A_1}{A_1}$, $a_2 = \frac{A_2}{A_1}$, $a_3 = \frac{A_3}{A_1}$, $a_4 = \frac{A_4}{A_1}$ первые три уравнения системы (3) делим на A_1 и записываем их как функции переменных a_2, a_3, a_4 следующим образом:

$$\begin{cases} f(a_2, a_3, a_4) = a_2 - 1 + \frac{l_1}{l_d} + I_1\omega_c^2 l_1; \\ g(a_2, a_3, a_4) = -\frac{1}{l_1} + \left(\frac{1}{l_1} + \frac{1}{l_2} - I_2\omega_c^2\right)a_2 - \frac{1}{l_2}a_3; \\ k(a_2, a_3, a_4) = -\frac{1}{l_2}a_2 + \left(\frac{1}{l_2} + \frac{1}{l_3} - I_3\omega_c^2\right)a_3 - \frac{1}{l_3}a_4. \end{cases} \quad (4)$$

Система алгебраических уравнений (4) решена с использованием стандартной программы пакета Mathcad. Для каждой собственной частоты ω_{cj} получены следующие векторы относительных амплитуд:

$$\omega_{c1} = 7{,}47, \quad \mathbf{Z} = \begin{vmatrix} a_2 \\ a_3 \\ a_4 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} -1{,}87 \\ -1{,}97 \\ -1{,}98 \end{vmatrix};$$

$$\omega_{c2} = 231{,}4, \quad \mathbf{Z} = \begin{vmatrix} -21{,}2 \\ -0{,}59 \\ 0{,}44 \end{vmatrix};$$

$$\omega_{c3} = 804{,}8, \quad \mathbf{Z} = \begin{vmatrix} -235 \\ 2630 \\ -96{,}4 \end{vmatrix}.$$

Найденные значения a_2, a_3, a_4 позволяют построить три формы колебаний — одно-, двух- и трехузловую.

На основании выполненных исследований можно сделать вывод о том, что собственные частоты крутильных колебаний охватывают широкий частотный диапазон, в который попадает большое число предполагаемых частот внешнего воздействия процесса шлифования на привод вращения круга.

Собственные частоты привода наиболее часто сравнивают с частотой вращения шлифовального круга ($\omega_к = v_р/R_{кр}$, где $v_р$ — скорость резания, м/с, $R_{кр}$ — радиус шлифовального круга, м), с которой он воздействует на привод вследствие своей неуравновешенности. Для станка 3М151 $v_р = 50$ м/с и $R_{кр} = 0{,}3$ м, значит, $\omega_к = 50/0{,}3 = 166$ рад/с. Эта частота достаточно далека от первой и второй собственных частот. Однако известно, что шлифовальный круг в процессе работы изнашивается неравномерно. На его поверхности образуются выступы и впадины, что приводит к возбуждению колебаний внешним воздействием (из-за переменной силы резания) с частотами, гораздо большими 166 рад/с, т.е. близкими ко второй и третьей собственным частотам.

Сделать обоснованное предположение о величине амплитуды крутильных колебаний в резонансном режиме по их форме практически невозможно.

Рассмотрим исследование крутильных колебаний системы привода при его описании дифференциальными уравнениями пространства состояний [5].

Заменим электромагнитную связь ротора (момент инерции I_1) со статором (см. рис. 2) системой линейных дифференциальных уравнений асинхронного двигателя при его работе на линейном участке механической характеристики [6]:

$$\begin{cases} \dot{\omega} = \frac{1}{I_1}M - \frac{1}{I_1}M_c; \\ \dot{M} = \frac{2M_к}{T_l S_к} - \frac{1}{T_l}M - 2M_к P_п \omega. \end{cases} \quad (5)$$

Здесь ω — частота вращения ротора; M — момент, развиваемый двигателем; M_c — момент сопротивления; $T_l = \frac{1}{\omega_0 S_к}$, где ω_0 — круговая частота питающей сети ($\omega_0 = 314$ рад/с); $S_к$ — критическое скольжение (для двигателя 4А132М4П2 $S_к = 0{,}378334$).

Кроме этого учитываем рассеяние энергии введением в связь между шкивами ременной передачи демпфера с эквивалентным вязким демпфированием (коэффициентом затухания h).

Следует отметить, что рассеяние энергии при крутильных колебаниях имеет место не только в ременной передаче, но и в соединениях валов со шкивами и шлифовальным кругом, а также в самих валах. Только при параллельном соединении демпфирующих элементов складываются коэффициенты затухания, а при последовательном — величины, обратные им [7]. В нашем случае демпфирующие элементы расположены последовательно, поэтому демпфирующая способность системы не может быть больше или меньше демпфирующей способности отдельных элементов.

Принимаем, что демпфирующая способность рассматриваемого привода равна демпфирующей способности ременной передачи. Введем в схему (в связь между шкивами ременной передачи), изображенную на рис. 2, демпфер с коэффициентом затухания h. Тогда схема привода вращения шлифовального круга, приведенная к ротору двигателя, будет выглядеть, как показано на рис. 3.

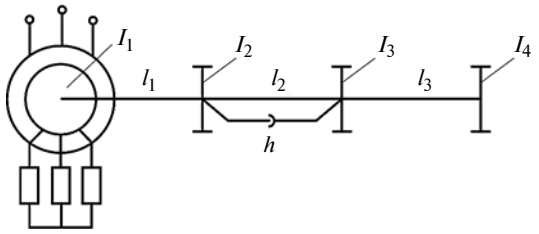


Рис. 3. Схема привода вращения шлифовального круга с учетом демпфирования

Коэффициент затухания (h = 16,74 Н · м/рад) получили путем приравнивания двух энергий — затраченной на преодоление момента упругого трения ремней передачи о шкивы за цикл колебаний и рассеиваемой моментом $h\dot{\varphi}_2$ [4].

Запишем математическую модель крутильной системы привода в виде системы дифференциальных уравнений, которая отличается от системы (2) добавлением уравнений (5) без слагаемого $\frac{2M_к}{T_l S_к}$, поскольку рассматривается внешнее воздействие на систему только моментом сопротивления (шлифования) $M_с$. Из первого уравнения системы (2) исключим слагаемое $-\frac{1}{l_d}\varphi_1$, так как податливость электромагнитной связи ротора со статором учтена в уравнениях (5).

В системе дифференциальных уравнений должны присутствовать только производные первого порядка, поэтому $\dot{\varphi}_i$ и $\ddot{\varphi}_i$ заменим на ω_i и $\dot{\omega}_i$ соответственно. Все производные первого порядка расположим в левых частях уравнений. В результате получим:

$$\begin{cases} \dot{M} = -2M_к P_п \omega_1 - \frac{1}{T_l}M; \\ \dot{\omega}_1 = \frac{1}{I_1}M - \frac{1}{I_1 l_1}(\varphi_1 - \varphi_2); \\ \dot{\omega}_2 = \frac{1}{I_2 l_2}(\varphi_1 - \varphi_2) - \frac{1}{I_2 l_2}(\varphi_2 - \varphi_3) - \frac{h}{I_2}(\omega_2 - \omega_3); \\ \dot{\omega}_3 = \frac{1}{I_3 l_2}(\varphi_2 - \varphi_3) + \frac{h}{I_3}(\omega_2 - \omega_3) - \frac{1}{I_3 l_3}(\varphi_3 - \varphi_4); \\ \dot{\omega}_4 = \frac{1}{I_4 l_3}(\varphi_3 - \varphi_4) - \frac{1}{I_4}M_с; \\ \frac{d(\varphi_1 - \varphi_2)}{dt} = \omega_1 - \omega_2; \\ \frac{d(\varphi_2 - \varphi_3)}{dt} = \omega_2 - \omega_3; \\ \frac{d(\varphi_3 - \varphi_4)}{dt} = \omega_3 - \omega_4. \end{cases} \quad (6)$$

Такая система уравнений в теории автоматического управления называется системой пространства состояний [5].

Введя обозначения: $x_1 = M$; $x_2 = \omega_1$; $x_3 = \omega_2$; $x_4 = \omega_3$; $x_5 = \omega_4$; $x_6 = \varphi_1 - \varphi_2$; $x_7 = \varphi_2 - \varphi_3$; $x_8 = \varphi_3 - \varphi_4$, представим систему (6) следующим матричным уравнением состояния:

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{AX} + \mathbf{B}U, \quad (7)$$

где

$$\mathbf{A} = \begin{vmatrix} -\frac{1}{T_l} & -2M_к P_п & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{I_1} & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{I_1 l_1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{h}{I_2} & \frac{h}{I_2} & 0 & \frac{1}{I_2 l_1} & -\frac{1}{I_2 l_2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{h}{I_3} & -\frac{h}{I_3} & 0 & 0 & \frac{1}{I_3 l_2} & -\frac{1}{I_3 l_3} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{I_4 l_3} \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix};$$

$$\dot{\mathbf{X}} = \begin{vmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \\ \dot{x}_7 \\ \dot{x}_8 \end{vmatrix}; \quad \mathbf{X} = \begin{vmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \\ x_7 \\ x_8 \end{vmatrix}; \quad \mathbf{B} = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -\frac{1}{I_4} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}; \quad U = M_с.$$

Из системы (7) можно найти динамическую передаточную функцию $W(S)$. Она равна отношению изображения i-го элемента этой системы к изображению входного сигнала $M_с(S)$ $\left(\text{т. е. } W_i = \frac{x_i(S)}{M_с(S)}\right)$ [5] и имеет вид:

$$W(S) = \mathbf{C}(S\mathbf{E} - \mathbf{A})^{-1}\mathbf{B}, \quad (8)$$

где $\mathbf{E}$ — единичная матрица; $\mathbf{C}$ — матрица, связывающая выходную координату системы $y_i(t)$ с параметрами $x_i(t)$.

Например, если в качестве выходной координаты нас интересует угол закручивания шпинделя (т.е. $x_8 = \varphi_3 - \varphi_4$), то

$$y(t) = \mathbf{C}x_8(t) + \mathbf{D}U(t),$$

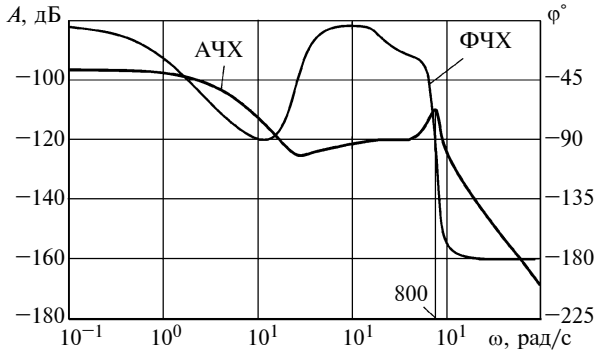


Рис. 4. Частотные характеристики крутильной системы привода вращения шлифовального станка 3М151

где $\mathbf{C} = |0\ \ 0\ \ 0\ \ 0\ \ 0\ \ 0\ \ 0\ \ 1|$, а матрица **D**, как правило, равна нулю.

Получить $W(S)$ можно в любом математическом пакете с помощью стандартных действий с матрицами. Удобней всего воспользоваться пакетом СС [8]. Введя матрицы **A**, **B**, **C**, **D** и собрав их вместе оператором $P = \text{pack}(\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{C}, \mathbf{D})$, зададим алгоритм решения (8) оператором $W = \text{fadeeva}(P)$. Из полученной таким образом функции $W(S)$ оператором bode можно вызвать программу ее замены частотной передаточной функцией $W(i\omega)$ с последующим вычислением и выводом на дисплей амплитудно-частотной (АЧХ) $A(\omega)$ и фазово-частотной (ФЧХ) $\varphi(\omega)$ характеристик в логарифмической шкале координат.

АЧХ и ФЧХ показаны на рис. 4. Оказалось, что АЧХ не имеет ожидаемых трех пиков резкого возрастания, связанных с резонансами на собственных частотах ω_{c1}, ω_{c2}, ω_{c3}. На рис. 4 виден единственный пик возрастания АЧХ на $\omega \approx 800$ рад/с, причем он не превышает значения этой характеристики при статическом воздействии ($\omega < 1$ рад/с) моментом шлифования на крутильную систему. Во всем диапазоне частот внешнего воздействия моментом шлифования, которые выше частоты вращения шлифовального круга (116 рад/с), $A(\omega)$ ниже −110 дБ.

Для оценки амплитуды закручивания шпинделя в условиях резонанса ($\varphi = 800$ рад/с) на основе $A(\omega)$ воспользуемся неравенством

$$20\lg\frac{\Delta(\varphi_3 - \varphi_4)}{\Delta M_c} = -100 \text{ дБ},$$

где $(\varphi_3 - \varphi_4)$ — приращение угла закручивания шпинделя; ΔM_c — приращение момента шлифования.

Примем, например, что $\Delta M_c = 40$ Н · м. Это значение составляет четверть критического момента на двигателе, т.е. большую величину. В этом случае $\Delta(\varphi_3 - \varphi_4) = 40 \cdot 10^{-5,5}$ рад = 0,007 град. Следовательно, амплитуда закручивания шпинделя при значительном колебании момента шлифования очень мала (0,007 град), даже в условиях резонанса. Этот результат имеет более важное практическое значение, чем знание собственных частот крутильных колебаний привода.

Таким образом, исследование крутильных колебаний с помощью описания крутильной системы уравнениями в пространстве состояний, в отличие от применения известной методики определения собственных частот колебаний, позволяет учесть как динамические свойства двигателя (без искажения их упрощениями), так и демпфирующие свойства системы. Это дает возможность получить более значимые для практики данные, чем сведения только о собственных частотах колебаний системы и ее формах.

Недостатком описанного метода является громоздкость матрицы **A**, построенной для случая многомассовой системы, что может осложнить проведение операций над этой матрицей. Однако в коротких приводах, в том числе с бесступенчато регулируемым двигателем постоянного тока, описание динамической системы уравнениями пространства состояний не должно вызывать особых затруднений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ривин Е. И**. Динамика приводов станков. М.: Машгиз, 1966. 203 с.

2. **Вейц В. Л., Дондошанский В. К., Чиряев В. И.** Вынужденные колебания металлорежущих станков. М.: Машгиз, 1959. 287 с.

3. **Маслов Г. С.** Расчет колебаний валов. М.: Машиностроение, 1968. 272 с.

4. **Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Уивер У.** Колебания в инженерном деле. М.: Машиностроение, 1985. 472 с.

5. **Филлипс Ч., Харбор Р.** Системы управления с обратной связью. М.: Лаборатория Базовых знаний, 2001. 815 с.

6. **Левин А. И.** Математическое моделирование в исследованиях и проектировании станков. М.: Машиностроение, 1978. 183 с.

7. **Кедров С. С.** Колебания металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1978. 198 с.

8. **Галенко А. В., Чайка Э. Г.** Элементы автоматизированного проектирования динамических САУ. Часть 2. Вычислительные программы исследования линейных моделей: Руководство по курсовому и дипломному проектированию. М.: МО СССР, 1991. 230 с.

УДК 621.671.001.573

А. И. БЕДА, А. А. РУДЕНКО, канд. техн. наук (ПАО "ВНДИАЭН", г. Сумы, Украина), И. Н. БЕДА, канд. техн. наук (Сумский ГУ), e-mail: korsar4ik_4ever@list.ru

Влияние перекоса вала на гидростатическую силу в щелевом уплотнении центробежного насоса

Предложена методика аналитического расчета гидростатической силы, которая возникает в щелевом уплотнении произвольной длины при перекосе вала. Проведен анализ влияния геометрических параметров щели на величину этой силы.

Ключевые слова: центробежный насос, щелевое уплотнение, гидростатическая сила, коэффициент жесткости.

The methodic of analytical analysis of hydrostatic force, appearing in groove seal of arbitrary length at shaft misalignment, is suggested. The analysis of influence of groove geometric parameters on the value of this force is performed.

Keywords: centrifugal pump, groove seal, hydrostatic force, stiffness coefficient.

В проточной части центробежных насосов для уменьшения перетоков жидкости из зоны высокого давления в зону пониженного давления используются щелевые уплотнения. Во многих публикациях показано что последние существенно влияют на динамические характеристики ротора: возникающие в уплотнении гидродинамические силы в зависимости от конструкции и условий работы уплотнения могут или снижать виброактивность ротора, или наоборот обусловливать его динамическую неустойчивость. Наиболее полно эта проблема освещена в работах [1—3]. Однако в них рассматриваются модели так называемых коротких уплотнений, в которых окружной составляющей скорости движения жидкости, обусловленной полем давления, пренебрегают. При использовании же уплотнений, где окружная составляющая потока сопоставима с осевой или даже превышает ее, динамические характеристики ротора существенно меняются [4]. В работах [5, 6] предложена модель щелевого уплотнения конечной длины, для которой в аналитическом виде получены выражения для безразмерных коэффициентов упругой (K_c) и демпфирующей (K_b) сил щелевого уплотнения при радиальном смещении вала. Показано, что эти коэффициенты зависят только от двух безразмерных параметров — l/r и r/h_0 (рис. 1), которые определяются геометрией щели (l — длина, r — радиус, h_0 — средний радиальный зазор).

Согласно рис. 1 с ростом параметра l/r коэффициенты жесткости и демпфирования существенно уменьшаются (вследствие учета влияния окружных перетоков жидкости в кольцевом канале, обусловленных полем давления). Это приводит к ухудшению вибрационного состояния ротора. Поэтому проблема исследования влияния окружных перетоков жидкости на гидродинамические процессы в щелевом уплотнении конечной длины в настоящее время весьма актуальна.

Целью данной работы является исследование влияния окружных перетоков жидкости в щели, обусловленных угловым смещением вала, на упругую силу щелевого уплотнения цилиндрической формы конечной длины.

Задача решается в линейной постановке при малом угловом смещении вала и следующих допущениях:

рассматриваются кольцевые каналы, для которых радиальный зазор значительно меньше диаметра;

режим движения жидкости по всему уплотнению — турбулентный (автомодельная область);

граничные условия — условия прилипания частиц жидкости к стенкам.

Математическая модель

Для исследования влияния перекоса вала на гидростатическую силу щелевого уплотнения центробежного насоса рассмотрим уравнения движения жидкости в щелевом уплотнении без учета инерционных составляющих в цилиндрической системе координат [4]:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial p(\bar{z},\varphi)}{\partial\varphi} = -\dfrac{\lambda r}{2h_0}\dfrac{\rho w_0}{2}u(\bar{z},\varphi); \\ \dfrac{\partial p(\bar{z},\varphi)}{\partial\bar{z}} = -\dfrac{\lambda l}{2h(\bar{z},\varphi)}\dfrac{\rho}{2}w^2(\bar{z},\varphi); \\ \dfrac{\partial(w(\bar{z},\varphi)h(\bar{z},\varphi))}{\partial\bar{z}} = -\dfrac{h_0 l}{r}\dfrac{\partial(u(\bar{z},\varphi))}{\partial\varphi}, \end{cases} \quad (1)$$

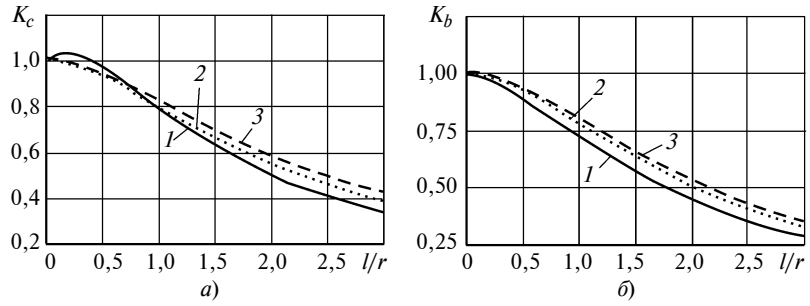


Рис. 1. Зависимости коэффициентов K_c (*а*) и K_b (*б*) от отношения l/r при r/h_0 = 100 (*1*), 300 (*2*), 700 (*3*)

где $p(\bar{z}, \varphi)$ — давление жидкости в кольцевом зазоре; $w(\bar{z}, \varphi)$ — осевая скорость, обусловленная полем давления; $u(\bar{z}, \varphi)$ — окружная скорость, обусловленная полем давления; w_0 — осевая скорость жидкости в концентрическом канале; λ — коэффициент сопротивления трения; $h(\bar{z}, \varphi)$ — радиальный зазор кольцевого канала; $\bar{z} = z/l$ — безразмерная осевая переменная (l — длина уплотнения); h_0 — средний радиальный зазор.

Для анализа гидростатической силы, обусловленной только перекосом вала в щели, рассмотрим неподвижный вал, ось которого образует с осью втулки угол ϑ. Для удобства будем считать, что оси вала и втулки лежат в одной плоскости, в этом случае местный радиальный зазор определяется формулой

$$h(\bar{z}, \varphi) = h_0(1 - \theta\bar{z}\cos\varphi),$$

где $\theta = \vartheta l/h_0$ — безразмерный параметр перекоса.

Выразив из первого уравнения системы (1) $u(\bar{z}, \varphi)$ и продифференцировав полученное выражение по переменной φ, из последнего уравнения системы (1) находим закон изменения осевой скорости в кольцевом канале:

$$w(\bar{z}, \varphi) = \frac{h(0, \varphi)}{h(\bar{z}, \varphi)}\left(w(0, \varphi) + \frac{l}{r}\frac{4h_0}{\lambda r}\frac{1}{\rho w_0}\int_0^{\bar{z}}\frac{\partial^2 p(t, \varphi)}{\partial\varphi^2}\mathrm{d}t\right),$$

где $w(0, \varphi)$ — осредненная осевая скорость на входе щелевого уплотнения.

Для решения системы (1) в линейной постановке относительно малого параметра $\theta\cos\varphi$ представим осевую скорость на входе щелевого уплотнения в виде $w(0, \varphi) = w_0 + \Delta w\theta\cos\varphi$, где $\Delta w\theta\cos\varphi$ — осевая скорость, обусловленная перекосом вала.

Выражение для осевой скорости в кольцевом канале принимает вид:

$$w(\bar{z}, \varphi) = w_0 + w_0\bar{z}\theta\cos\varphi + \Delta w\theta\cos\varphi + \\ + \frac{l}{r}\frac{4h_0}{\lambda_1 r}\frac{1}{\rho w_0}\int_0^{\bar{z}}\frac{\partial^2 p(t, \varphi)}{\partial\varphi^2}\mathrm{d}t. \qquad (2)$$

Подставив формулу (2) во второе уравнение системы (1) и пренебрегая членами второго порядка малости по отношению к малому параметру $\theta\cos\varphi$, получим:

$$\frac{\partial p(\bar{z}, \varphi)}{\partial\bar{z}} = -\frac{\lambda l}{2h_0}\frac{\rho}{2}\left(w_0^2 + 3w_0^2\bar{z}\theta\cos\varphi + \right. \\ \left. + 2w_0\Delta w\theta\cos\varphi + \frac{l}{r}\frac{8h_0}{\lambda r}\frac{1}{\rho}\int_0^{\bar{z}}\frac{\partial^2 p(t, \varphi)}{\partial\varphi^2}\mathrm{d}t\right). \qquad (3)$$

Представим давление в щелевом уплотнении в виде:

$$p(\bar{z}, \varphi) = f_0(\bar{z}) + f_1(\bar{z})\theta\cos\varphi,$$

где $f_0(\bar{z})$ — распределение давления в концентрическом зазоре; $f_1(\bar{z})\theta\cos\varphi$ — изменение давления, обусловленное перекосом вала.

Принимая во внимание, что

$$\frac{\partial^2 p(\bar{z}, \varphi)}{\partial\varphi^2} = -f_1(\bar{z})\theta\cos\varphi;$$

$$\frac{\partial p(\bar{z}, \varphi)}{\partial\bar{z}} = f_0'(\bar{z}) + f_1'(\bar{z})\theta\cos\varphi,$$

запишем уравнение (3) в виде:

$$f_0'(\bar{z}) + f_1'(\bar{z})\theta\cos\varphi = \\ = -\frac{\lambda l}{2h_0}\frac{\rho w_0^2}{2} - \frac{\lambda l}{2h_0}\frac{\rho 3w_0^2\bar{z}\theta\cos\varphi}{2} - \\ - \frac{\lambda l}{2h_0}\rho w_0\Delta w\theta\cos\varphi + 2\left(\frac{l}{r}\right)^2\int_0^{\bar{z}} f_1(\bar{z})\mathrm{d}t\theta\cos\varphi.$$

Приравняв величины одного порядка малости относительно малого параметра $\theta\cos\varphi$, получим:

$$\begin{cases} f_0'(\bar{z}) = -\dfrac{\lambda l}{4h_0}\rho w_0^2; \\ f_1'(\bar{z}) = -\dfrac{\lambda l}{2h_0}\dfrac{3\rho w_0^2\bar{z}}{2} - \dfrac{\lambda l}{2h_0}\rho w_0\Delta w + 2\left(\dfrac{l}{r}\right)^2\displaystyle\int_0^{\bar{z}} f_1(\bar{z})\mathrm{d}t. \end{cases} \qquad (4)$$

Отметим, что первое из уравнений (4) характеризует распределение давления в щелевом уплотнении при концентричном расположении вала, второе — его изменение, обусловленное перекосом вала.

Решение первого уравнения имеет вид:

$$f_0(\bar{z}) = f_0(0) - \frac{\lambda l}{4h_0}\rho w_0^2\bar{z},$$

где $f_0(0)$ — давление на входе в кольцевой концентрический канал.

Для нахождения решения второго из уравнений (4) применим методику, изложенную в работе [6], получим:

$$f_1(\bar{z}) = C_0\mathrm{ch}(\sqrt{b_0}z) - \xi_l\rho w_0\Delta w_2\frac{\mathrm{sh}(\sqrt{b_0}z)}{\sqrt{b_0}} - \\ - 3\xi_l\frac{\rho w_0^2}{2}\frac{\mathrm{ch}(\sqrt{b_0}z) - 1}{b_0},$$

где $C_0 = -\xi_l\rho w_0\Delta w$; $b_0 = 2\left(\frac{l}{r}\right)^2$; $\xi_l = \frac{\lambda l}{2h_0}$.

Таким образом, распределение давления в канале, обусловленное движением вала, принимает вид:

$$p(\bar{z}, \varphi) = f_0(0) - \frac{\lambda l}{4h_0}\rho w_0^2 \bar{z} + \Bigg(C_0 \mathrm{ch}(\sqrt{b_0}\, z) -$$

$$- \xi_l \rho w_0 \Delta w_2 \frac{\mathrm{sh}(\sqrt{b_0} z)}{\sqrt{b_0}} - 3\xi_l \frac{\rho w_0^2}{2} \frac{\mathrm{ch}(\sqrt{b_0} z) - 1}{b_0} \Bigg) \theta \cos\varphi.$$

Для нахождения $f_0(0)$, w_0, C_0 используем граничные условия [1]:

$$\begin{cases} p(0, \varphi) = p_1 - \xi_1 \dfrac{\rho w^2(0, \varphi)}{2}; \\ p(1, \varphi) = p_2 - \xi_2 \dfrac{\rho w^2(1, \varphi)}{2}, \end{cases} \quad (5)$$

где p_1 — давление перед входом щелевого уплотнения; p_2 — давление за щелевым уплотнением; ξ_1 — коэффициент входных потерь на входе в уплотнение; ξ_2 — коэффициент восстановления осевой скорости на выходе из уплотнения.

Система (5) уравнений принимает вид:

$$\begin{cases} p_1 - \xi_1 \dfrac{\rho}{2}(w_0^2 + 2w_0 \Delta w \theta \cos\varphi) = f_0(0) + C_0 \theta \cos\varphi; \\ p_2 - \xi_2 \dfrac{\rho}{2}(w_0^2 + 2w_0 \Delta w \theta \cos\varphi + 2w_0^2 \theta \cos\varphi) + \\ + \xi_2 \rho w_0 \Bigg(C_0 \dfrac{1}{\xi_l \rho w_0} \dfrac{\sqrt{b_0}}{\mathrm{sh}(\sqrt{b_0})} - \Delta w(\mathrm{ch}(\sqrt{b_0}) - 1) - \\ - \dfrac{3}{2} w_0 \Bigg(\dfrac{\mathrm{sh}(\sqrt{b_0})}{\sqrt{b_0}} - 1 \Bigg) \Bigg) \theta \cos\varphi = \\ = p_1 - \xi_1 \dfrac{\Delta p}{\xi_0} - \xi_l \dfrac{\Delta p}{\xi_0} + \Bigg(C_0 \mathrm{ch}(\sqrt{b_0} z) - \\ - \xi_l \rho w_0 \Delta w \dfrac{\mathrm{sh}(\sqrt{b_0} z)}{\sqrt{b_0}} - 3\xi_l \dfrac{\rho w_0^2}{2} \dfrac{\mathrm{ch}(\sqrt{b_0} z) - 1}{b_0} \Bigg) \theta \cos\varphi. \end{cases}$$

Приравнивая величины одного порядка малости относительно малого параметра $\theta\cos\varphi$, получим:

$$\begin{cases} f_0(0) = p_1 - \xi_1 \dfrac{\rho w_0^2}{2}; \\ \Delta w = -\dfrac{w_0}{2} \dfrac{s_1}{s_2}; \\ C_0 = -\xi_1 \rho w_0 \Delta w = \xi_1 \dfrac{\rho w_0^2}{2} \dfrac{s_1}{s_2} = \xi_1 \dfrac{\Delta p}{\xi_0} \dfrac{s_1}{s_2}. \end{cases}$$

Здесь:

$$s_1 = 3\xi_l \frac{\mathrm{ch}\sqrt{b_0} - 1}{b_0} - 3\xi_2 \frac{\mathrm{sh}\sqrt{b_0}}{\sqrt{b_0}} + \xi_2;$$

$$s_2 = \xi_1 \mathrm{ch}\sqrt{b_0} + \xi_l \frac{\mathrm{sh}\sqrt{b_0}}{\sqrt{b_0}} - \xi_2 \mathrm{ch}\sqrt{b_0} - \frac{\xi_1 \xi_2}{\xi_1} \sqrt{b_0}\, \mathrm{sh}\sqrt{b_0};$$

$\Delta p = p_1 - p_2$ — перепад давления на щели; $\xi_l = \dfrac{\lambda l}{2h_0} = \dfrac{\lambda l_r r_h}{2}$ — коэффициент потерь по длине уплотнения ($l_r = l/r$; $r_h = r/h_0$ — безразмерные параметры); $\xi_0 = \xi_1 + \xi_l - \xi_2$ — суммарный коэффициент потерь.

С учетом вышеизложенного распределение давления в канале принимает вид:

$$p(\bar{z}, \varphi) = p_1 - \xi_1 \frac{\Delta p}{\xi_0} - \xi_1 \frac{\Delta p}{\xi_0} \bar{z} +$$

$$+ \frac{\Delta p \xi_l}{\xi_0} \Bigg(\frac{s_1}{s_2} \frac{\xi_1}{\xi_l} \mathrm{ch}(\sqrt{b_0} z) + \frac{s_1}{s_2} \frac{\mathrm{sh}(\sqrt{b_0} z)}{\sqrt{b_0}} -$$

$$- 3 \frac{\mathrm{ch}(\sqrt{b_0} z) - 1}{b_0} \Bigg) \theta \cos\varphi.$$

Находим гидростатическую силу, обусловленную перекосом вала в щели:

$$F = -rl \int_0^1 \int_0^{2\pi} p(z) \cos\varphi \, d\varphi \, dz =$$

$$= -r^2 \frac{\Delta p \pi \xi_l l_r^2 r_h}{\xi_0} \Bigg(\frac{s_1}{s_2} \frac{\xi_1}{\xi_l} \frac{\mathrm{sh}(\sqrt{b_0})}{\sqrt{b_0}} +$$

$$+ \frac{s_1}{s_2} \frac{\mathrm{ch}(\sqrt{b_0}) - 1}{b_0} - \frac{3}{b_0} \Bigg(\frac{\mathrm{sh}(\sqrt{b_0})}{\sqrt{b_0}} - 1 \Bigg) \Bigg) \vartheta \quad (6)$$

или

$$F = -K\vartheta,$$

где $K = -r^2 \pi \Delta p \dfrac{l_r^2 r_h \xi_l}{\xi_0} \Bigg(\dfrac{s_1}{s_2} \dfrac{\mathrm{ch}(\sqrt{b_0}) - 1}{b_0} + \dfrac{\xi_1}{\xi_l} \dfrac{s_1}{s_2} \dfrac{\mathrm{sh}(\sqrt{b_0})}{\sqrt{b_0}} - 3 \dfrac{1}{b_0} \Bigg(\dfrac{\mathrm{sh}(\sqrt{b_0})}{\sqrt{b_0}} - 1 \Bigg) \Bigg)$ — коэффициент упругости гидростатической силы при угловом смещении вала в щели.

Для анализа гидростатической силы запишем выражение (6) в виде:

$$F = -r^2 \Delta p \pi K_{0\theta} \vartheta,$$

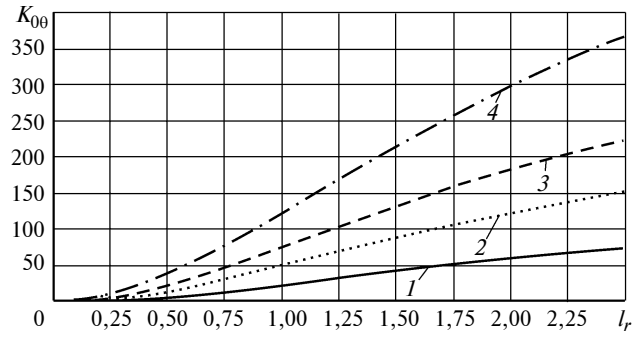


Рис. 2. Зависимости коэффициента $K_{0\theta}$ от параметра l_r при r_h = 100 (*1*), 200 (*2*), 300 (*3*), 500 (*4*)

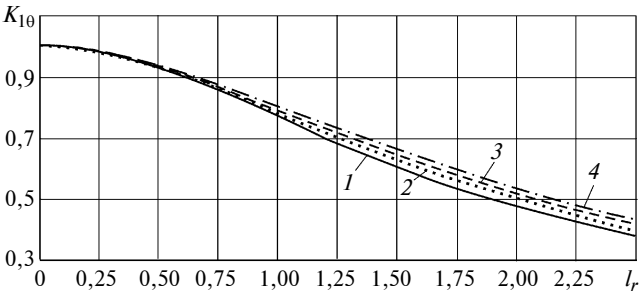


Рис. 3. Зависимости коэффициента $K_{1\theta}$ от параметра l_r при r_h = 100 (*1*), 200 (*2*), 300 (*3*), 500 (*4*)

где $K_{0\theta} = \dfrac{l_r^2 r_h \xi_l}{\xi_0}\left(\dfrac{s_1}{s_2}\dfrac{\mathrm{ch}(\sqrt{b_0})-1}{b_0} + \dfrac{\xi_1}{\xi_l}\dfrac{s_1}{s_2}\dfrac{\mathrm{sh}(\sqrt{b_0})}{\sqrt{b_0}} - 3\,\dfrac{1}{b_0}\left(\dfrac{\mathrm{sh}(\sqrt{b_0})}{\sqrt{b_0}}-1\right)\right).$

Зависимости безразмерного коэффициента $K_{0\theta}$ от параметров l_r и r_h показаны на рис. 2 и характеризуют влияние геометрических размеров щели на гидростатическую силу, обусловленную угловым смещением вала.

Проанализируем влияние окружных перетоков жидкости, обусловленных полем давления, на гидростатическую силу.

Переходя в выражении (6) к пределу при $b_0 \to 0$, получим:

$$F = -r^2\Delta p\pi\frac{l_r^2 r_h \xi_l}{4\xi_0^2}\left(\xi_l + 4\xi_1 - 2\xi_2 - \frac{8\xi_2\xi_1}{\xi_1}\right)\vartheta = -r^2\Delta p\pi K_0\vartheta, \qquad (7)$$

где $K_0 = \dfrac{l_r^2 r_h \xi_l}{4\xi_0^2}\left(\xi_l + 4\xi_1 - 2\xi_2 - \dfrac{8\xi_2\xi_1}{\xi_1}\right).$

Выражение (7) совпадает с выражением для нахождения гидростатической силы по методике короткого щелевого уплотнения.

Запишем выражения (7) в виде:

$$F = -K_0 K_{1\theta}\vartheta,$$

где $K_{1\theta} = K_{0\theta}/K_0$.

Коэффициентом $K_{1\theta}$ можно характеризовать влияние окружных перетоков жидкости, обусловленных полем давления, на коэффициент жесткости гидростатической силы, полученной по методике короткой щели.

Анализ коэффициента $K_{1\theta}$ показывает, что он зависит только от безразмерных параметров l_r и r_h (рис. 3). Согласно рис. 3 с увеличением параметра l_r значение коэффициента $K_{1\theta}$ уменьшается (влияние окружных перетоков жидкости увеличивается). Влияние же параметра r_h несущественно. Рис. 3 также дает возможность проанализировать, в каких пределах параметра l_r для расчета упругой силы можно использовать методику короткого щелевого уплотнения. Видно, что общепринятое допущение для модели короткой щели $l_r \le 0{,}5$ может привести к 7 %-й погрешности, что допустимо. В то же время следует отметить, что при $l_r > 0{,}5$ желательно использовать поправочный коэффициент $K_{1\theta}$, поскольку погрешность стремительно возрастает.

В результате проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Коэффициент безразмерной угловой жесткости в щелевом уплотнении определяется безразмерными параметрами l_r и r_h.

2. Увеличение параметра l_r ведет к уменьшению коэффициента угловой жесткости. Влияние параметра r_h несущественно (до 10 %).

3. Методику для короткой щели можно применять при $l_r \le 0{,}5$. В этом случае расхождение коэффициентов составляет менее 7 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Марцинковский В. А.** Бесконтактные уплотнения роторных машин. М.: Машиностроение, 1980. 200 с.

2. **Black H. F.** Effects of Hydraulic Forces in Annular Pressure Seals on the Vibrations of Centrifugal Pump Rotor // Journal of Mechanical Engineering Science. V. 11. № 2. Apr. 1969. P. 206—213.

3. **Будник А. Н., Симоновский В. И.** Экспериментальное исследование и оценивание динамических коэффициентов ротора с щелевыми уплотнениями // Экспрессинформация ЦИНТИХимнефтмаш: качество, надежность, долговечность. 1982. № 4—82. С. 4—6.

4. **Беда И. Н., Беда А. И.** Движение жидкости в кольцевых каналах щелевых уплотнений // Вестник Сумского государственного университета. Сер. Технические науки. 2011. № 4. С. 26—33.

5. **Беда А. И.** Анализ гидростатической силы в щелевом уплотнении произвольной длины // Вестник Сумского государственного университета. Сер. Технические науки. 2012. № 2. С. 50—59.

6. **Беда А. И.** Анализ демпфирующей и циркуляционной сил в щелевом уплотнении произвольной длины // Вестник Сумского государственного университета. Сер. Технические науки. 2013. № 1. С. 25—34.

УДК 621.771

М. Я. БРОВМАН, д-р техн. наук (ОАО "Оснастка", г. Тверь), e-mail: brovman@mail.ru

Усовершенствование конструкций станин прокатных станов

Рассмотрены методы расчета напряжений в станинах прокатных станов и выбора их конструкций с минимальной массой. Проведено сравнение вариантов конструкций станин и даны рекомендации по их выбору.

Ключевые слова: конструкция, станина, напряжения, прочность.

The methods of stress analysis in mill housings and selection of their configuration with minimum mass are considered. The comparison of configuration variants of housings is carried out and the recommendations on their selection are given.

Keywords: configuration, housing, stresses, strength.

В конструкциях прокатного оборудования — рабочих и шестеренных клетей, ножниц, правильных машин — необходимым элементом являются станины (но для сортовых станов успешно применяют и клети без станин с предварительным нагружением).

Чаще станины выполняют в виде прямоугольных рам, включающих две стойки длиной l_1 и две поперечные балки длиной l_2, (рис. 1). Примем схему с усредненными размерами стоек шириной h_1 и поперечных балок шириной h_2 (не рассматриваем локальные утолщения для размещения нажимных устройств и других механизмов). Как правило, в каждой клети используют две станины. Примем схему нагружения станины двумя силами P, ориентированными вдоль оси y, так как горизонтальные усилия гораздо меньше и не оказывают существенного влияния на прочность станины.

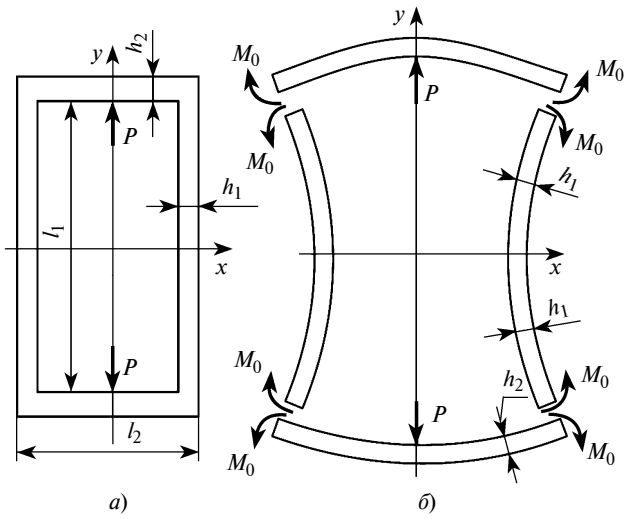


Рис. 1. Схемы усилий, действующих на элементы станины (*а*), и деформации стоек и поперечных балок (*б*)

Различные конструкции станин описаны в работах [1—7], в которых даны библиографические ссылки. Большинство станин изготовляли из стали литьем, но в настоящее время в ряде случаев предпочтительнее изготовлять их из толстолистового проката, используя кислородную резку, а в некоторых случаях электрошлаковую сварку, разработанную институтом электросварки НАН Украины им. Е. О. Патона.

Если для станин, полученных обычным литьем из стали 35Л, рекомендовано принимать допустимые напряжения $[\sigma] = 70$ МПа [1] для поперечных балок и $[\sigma] = 50$ МПа для стоек, то для станин из проката можно увеличить $[\sigma]$ до 140÷160 МПа. Станины с упрощенной схемой (см. рис. 1) используют не только для прокатных станов, но и для некоторых прессов и в устройствах гибки и вальцовки. Ввиду широкого применения таких конструкций целесообразно рассмотреть возможности их усовершенствования в условиях нагружения усилиями P.

Примем упрощенную, симметричную относительно осей x, y схему станины (см. рис. 1, *а*). Под действием сил P происходит изгиб поперечных балок длинами l_2, а также изгиб с растяжением стоек длинами l_1. Значения момента M_0, характеризующего взаимодействие стоек и поперечных балок, определяются, как принято для статически неопределимых конструкций [8—10], условием совместности деформаций, которое в данном случае заключается в равенстве углов поворота сечений стоек и поперечных балок (см. рис. 1, *б*).

Угол поворота сечений для стоек длиной l_1 составляет $\theta_1 = \dfrac{M_0 l_1}{2EJ_1}$, а для поперечных балок длинами l_2 этот угол составляет $\theta_2 = \dfrac{Pl_2^2}{16EJ_2} - \dfrac{M_0 l_1}{2EJ_2}$, где E — модуль упругости материала (даже для стоек и поперечных балок из разных сталей модули упругости отличаются незначительно); J_1, J_2 — моменты инерции сечений стоек и поперечных балок.

Из равенства $\theta_1 = \theta_2$ определим момент M_0:

$$M_0 = \frac{Pl_2}{8(1+A)}, \qquad (1)$$

где $A = \dfrac{l_1 J_2}{l_2 J_1}$ — безразмерный параметр.

Параметр A — характеризует соотношение изгибных величин жесткости балок и стоек; при $A \to 0$ имеем $M_0 = Pl_2/8$, а при $A \to \infty$ имеем $M \to 0$ [8—10].

Максимальные напряжения в стойках составляют:

$$\sigma_1 = \frac{P}{2F_1} + \frac{M_0}{W_1}, \qquad (2)$$

а в поперечных балках

$$\sigma_2 = \frac{1}{W_2}\left(\frac{Pl_2}{4} - M_0\right), \qquad (3)$$

где W_1 и W_2 — моменты сопротивления сечений стоек и балок; F_1 — площадь поперечного сечения стоек.

Если и стойки, и балки выполнены из одного и того же металла с допустимым напряжением $[\sigma]$, то желательно обеспечить "равнопрочность" стоек и балок, т.е. условие $\sigma_1 = \sigma_2 = [\sigma]$. Однако это условие выполняется далеко не всегда. Иногда рекомендуют выполнять стойки квадратных сечений [1].

Рассмотрим в качестве примера станину размерами $l_1 = 3$ м, $l_2 = 2$ м, $b_1 = b_2 = 0{,}3$ м, $h_1 = 0{,}4$ м, $h_2 = 0{,}5$ м при допустимом напряжении $[\sigma] = 150$ МПа и нагружении усилием $P = 4$ МН.

В данном случае имеем:

$$F_1 = b_1h_1 = 0{,}12 \text{ м}^2; \quad F_2 = b_2h_2 = 0{,}15 \text{ м}^2;$$

$$W_1 = \frac{b_1h_1^2}{6} = 8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3;$$

$$W_2 = \frac{b_2h_2^2}{6} = 12{,}5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3;$$

$$J_1 = \frac{b_1h_1^3}{12} = 6{,}4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4;$$

$$J_2 = \frac{b_2h_2^3}{12} = 15{,}63 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4;$$

$$A = \frac{3 \cdot 15{,}63^2}{2 \cdot 6{,}4} = 3{,}66.$$

Согласно формуле (1) $M_0 = 0{,}215$ МН · м.

По формулам (2) и (3) определяем: $\sigma_1 = 43{,}55$ МПа; $\sigma_2 = 142{,}8$ МПа.

Масса конструкции при плотности $\rho = 7{,}85 \times 10^3$ кг/м^3 составит:

$$m = 2\rho(F_1l_1 + F_2l_2) = 10{,}36 \cdot 10^3 \text{ кг}.$$

Таким образом, можно сделать вывод, что при допустимых напряжениях $[\sigma] = 150$ МПа эту конструкцию можно использовать. Однако следует отметить ее существенную "неравнопрочность", поскольку напряжения σ_2 превышают напряжения σ_1 более чем в 3 раза, что свидетельствует о нерациональном использовании металла.

В данной конструкции большая часть металла подвергается воздействию напряжений, значительно меньших, чем допускаемые. Предпочтительнее использовать такую станину, в которой максимальные напряжения и в стойках, и в поперечных балках равны допустимым: $\sigma_1 = \sigma_2 = [\sigma]$. В этом случае из формул (2) и (3) следует:

$$\frac{PW_1}{2F_1} + \frac{Pl_2}{8(1+A)} = [\sigma]W_1; \qquad (4)$$

$$\frac{Pl_2(1+2A)}{8(1+A)} = [\sigma]W_2.$$

Если использовать стойки прямоугольных сечений $b_1 \times h_1$ и балки также прямоугольных сечений $b_2 \times h_2$, то вместо выражений (4) получим:

$$1 + 1{,}5\frac{l_2}{h_2(1+A)} = \frac{2[\sigma]}{P}b_1h_1; \qquad (5)$$

$$\frac{l_2}{h_2}\frac{(1+2A)}{(1+A)} = \frac{4}{3}\frac{[\sigma]}{P}b_2h_2. \qquad (6)$$

Если параметр $A \gg 1$, то в формуле (6) можно принять отношение $\frac{1+2A}{1+A} \approx 2$, т. е. получим:

$$\frac{l_2}{h_2} = \frac{2}{3}\frac{[\sigma]}{P}b_2h_2. \qquad (7)$$

Как правило, размеры l_1 и l_2 бывают заданы по условиям выполнения требуемой технологии (в зависимости от размеров валков, подушек, необходимых перемещений валков и т.д.), а размеры b_1, h_1, b_2, h_2 выбирают при проектировании.

При изготовлении станин из плит (листов) значительной толщины удобно принимать $b_1 = b_2 = b$ (т. е. использовать листы одного типа). Что касается размеров h_1 и h_2, то согласно формулам (5), (6) их желательно увеличивать, как и параметр $A = \frac{l_1h_2^3}{l_2h_1^3}$.

В некоторых работах рекомендовано использовать стойки квадратных сечений ($b_1 = h_1$) [1].

Из выражений (5) и (7) следует, что для уменьшения общей массы станины следует увеличивать размеры h_1 и h_2, уменьшая размеры b_1, b_2, и отношение h_2/h_1, однако возможности для этого ограничены. Известно, что при изгибе балки прямоугольного сечения малой ширины, когда отношение b_1/h_1 или b_2/h_2 значительно меньше единицы, может произойти потеря ее устойчивости еще до того, как будет достигнут максимальный изгибающий момент $M_{и1} = \frac{1}{6}[\sigma]b_2h_2^2$.

При этом происходит изгиб в направлении, перпендикулярном изгибающей силе P, с одновременным кручением балки.

При изгибе поперечной балки усилием P это может произойти при достижении изгибающего

момента $M_{и2} = P_к l_2/4$. Здесь $P_к$ — критическая сила, которая согласно работе [11] составляет

$$P_к = 16{,}93\frac{\sqrt{C_1 C_2}}{l_2^2}, \qquad (8)$$

где C_1 и C_2 — жесткости при изгибе и кручении.

В работе [11] использованы формулы:

$$C_1 = \frac{b_2^3 h_2 E}{12};$$

$$C_2 = \frac{b_2^3 h_2 G}{3}\left(1 - 0{,}63\frac{b_2}{h_2}\right),$$

где E и G — модули упругости при растяжении и сдвиге.

Тогда выражение (8) приводится к виду:

$$P_к = \frac{C_0}{6}\frac{h_2 b_2^3}{l_2^2}\sqrt{EG}\sqrt{1 - 0{,}63\frac{b_2}{h_2}},$$

а изгибающий момент $M_{и2}$ — к виду:

$$M_{и2} = \frac{C_0}{24}\frac{h_2 b_2^3}{l_2}\sqrt{EG}\sqrt{1 - 0{,}63\frac{b_2}{h_2}},$$

где $C_0 = 16{,}93$.

При $b_2/h_2 \ll 1$ можно пренебречь этой величиной и принять

$$M_{и2} = 0{,}7\frac{h_2 b_2^3}{l_2}\sqrt{EG}.$$

Для стальной балки при $E = 2 \cdot 10^3$ МПа, $G = 8 \cdot 10^4$ МПа получим:

$$M_{и2} = 8{,}85 \cdot 10^4\frac{h^2 b_2^3}{l_2}.$$

Однако опыты, проведенные при изгибе стальных балок прямоугольного сечения длинами 0,5 и 1,0 м при $h_2 = 20$ мм и $b_2 = 8$; 5; 4; 3 мм на прессе усилием до 1 МН показали, что формула (8) дает существенно завышенные значения критического усилия. Видимо, в этом случае даже малые отклонения по кривизне и перекосам изгибаемого профиля оказывают существенное влияние, уменьшая критическую силу до значения в среднем в 3 раза меньшего, чем рассчитанное по формуле (8) [11].

Отметим, что И. В. Геккелер еще в монографии 1934 г. [12] приводил формулу (8) с числовым множителем $C = 4{,}0126$ ([12] с. 250), а не 16,93, как в работе [11], т. е. меньшим более чем в 4 раза. Формула из работы [12] дает значения критических сил гораздо более близкие к экспериментальным данным, чем формула (8). Поэтому, приняв $C \approx 4$ и $M_{и2} = 0{,}17\frac{h_2 b_2^3}{l_2}\sqrt{EG}$, можно утверждать, что если этот момент будет больше максимального изгибающего момента $M_{и1}$, т. е.

$$0{,}17\frac{h_2 b_2^3}{l_2}\sqrt{EG} > \frac{[\sigma]}{6} b_2 h_2^2;$$

$$\frac{b_2^2\sqrt{EG}}{l_2} > [\sigma]h_2; \qquad (9)$$

$$\frac{b_2^2}{l_2 h_2} > \frac{[\sigma]}{\sqrt{EG}},$$

то потери устойчивости не произойдет вплоть до достижения максимально допустимого напряжения $[\sigma]$.

Условие [9] приводится к виду:

$$b_2 > \sqrt{\frac{[\sigma] l_2 h_2}{\sqrt{EG}}}$$

или

$$h_2 < \frac{b_2^2\sqrt{EG}}{[\sigma] l_2}. \qquad (10)$$

Подставив h_2 в виде выражения (10) в формулу (7), определим предельную (минимальную) величину b_2:

$$b_2^5 = \frac{1{,}5 P[\sigma] l_2^3}{EG},$$

откуда

$$b_2 = 1{,}085\left(\frac{P[\sigma] l_2^3}{EG}\right)^{0{,}2}, \qquad (11)$$

а для стали

$$b_2 = 0{,}01(P[\sigma] l_2^3)^{0{,}2}.$$

Для приведенного выше численного примера согласно формуле (11) критическая величина $b_2 = 0{,}01(4 \cdot 150 \cdot 2^3)^{0{,}2} = 5{,}45 \cdot 10^{-2}$ м.

Для надежного обеспечения устойчивости поперечных балок примем размер $b_2 = 0{,}2$ м (это значение должно быть больше критической величины не менее, чем в 3,5—3,7 раза).

Приняв $b_1 = b_2 = b = 0{,}2$ м, из формулы (7) получим:

$$h_2 = 1{,}225\sqrt{\frac{P l_2}{[\sigma] b}} = 1{,}225\sqrt{\frac{4 \cdot 2}{150 \cdot 0{,}2}} = 0{,}63 \text{ м}.$$

h_1, м	F_1, м^2	W_1, 10^{-3} м^3	J_1, 10^{-4} м^4	A	M_0, 10^3 МН · м	σ_1, МПа
0,30	0,060	3,00	4,500	13,9	6,70	55,6
0,20	0,040	1,33	1,330	47,0	20,80	65,6
0,10	0,020	0,33	0,167	374,0	2,67	108,1
0,07	0,014	0,16	0,057	1094,0	0,90	149,0

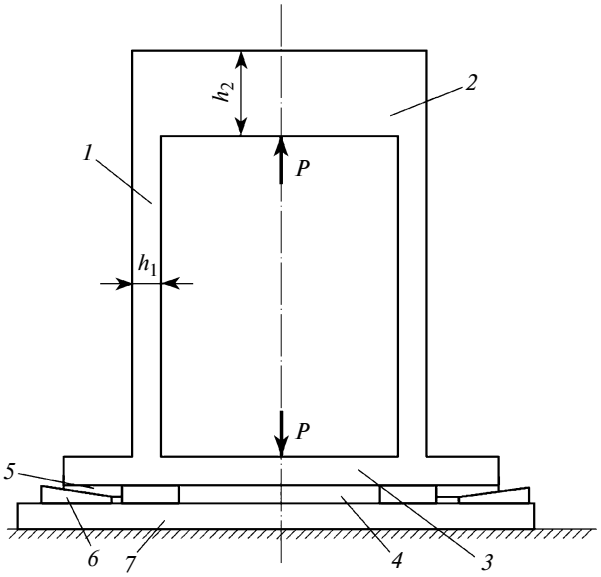


Рис. 2. Вариант оптимизации конструкции станины

Таким образом, определено сечение поперечных балок.

Теперь следует выбрать размер h_1, для чего были проведены расчеты при $l_1 = 3$ м, $l_2 = 2$ м, $P = 4$ МН, $[\sigma] = 150$ МПа, $b_1 = b_2 = 0{,}2$ м, $h_2 = 0{,}63$ м, результаты которых приведены в таблице.

Видим, что только уменьшение размера h_1 до 0,07 м позволяет полностью использовать прочность материала.

Если принять размеры $b_1 = b_2 = b = 0{,}2$ м, $h_1 = 0{,}07$ м, $h_2 = 0{,}63$ м, то при $l_1 = 3$ м, $l_2 = 2$ м масса станины составит $m = 4{,}62 \cdot 10^3$ кг, что более чем в 2 раза меньше приведенного выше значения $m = 10{,}36 \cdot 10^3$ кг.

Можно было бы уменьшить массу стоек не уменьшением размера h_2, а уменьшением ширины b_2, приняв $b_2 < b_1$. Однако при такой конструкции не удается изготовить станину вырезкой из целого листа (плиты) постоянной толщины; придется применить станину либо литую, либо полученную сваркой листов разной толщины. Прочность литой станины будет меньше прочности проката, а сварка приведет к необходимости термообработки для уменьшения остаточных напряжений, что увеличит стоимость изделия.

Целесообразно изготовить станину в виде изделия постоянной толщины, например вырезкой из толстого листа (плиты). Такие процессы известны и обеспечивают высокое качество изделия [13, 14].

На рис. 2 представлен еще один вариант оптимизации конструкций станины, в котором стойки *1* соединены с верхней балкой *2*, а нижняя балка *3* разгружена от изгиба усилием *P*, так как расположена на дополнительном листе *4*, опертом на плиту *7*.

В этом случае размеры балки *3* можно уменьшить в 2—3 раза относительно балки *2*. Станина оперта на деталь *4*, а дополнительными опорами являются планки *5*, взаимодействующие с клиньями *6*. Перемещением клиньев *6* можно устранить зазоры и обеспечить плотный контакт с плитой *7* по всей поверхности. Можно выполнить станину с шарнирным соединением балки *2* со стойками (такие конструкции станин известны [1, 2]) и принять в расчетах $M_0 = 0$. При этом стойки будут разгружены от изгиба, но изгибающие моменты в поперечной балке возрастут.

Следует иметь в виду, что наличие поперечных нагрузок на станину, например в обжимных станах, особенно ударов, может существенно изменить напряжения и, следовательно, в этих случаях методика расчета должна быть иной. Но во всех случаях следует стремиться к тому, чтобы наибольшие напряжения в элементах станины были равны. Условие равнопрочности этих элементов позволяет наиболее рационально использовать прочностные характеристики металла.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Прокатное** производство. Справочник / Под ред. Е. С. Рокотяна. Т. 1. М.: Металлургиздат, 1961. 743 с.
2. **Прокатное** производство / П. И. Полухин, Н. М. Федосов, А. А. Королев, Ю. М. Матвеев М.: Металлургиздат, 1960. 966 с.
3. **Бровман М. Я., Пименов А. Ф.** Развитие прокатного производств за 500 лет // Вестник машиностроения. 2004. № 11. С. 74—82.
4. **Modernization** of four high stands for stainless and heat resistance strip, using UPC technology / J. Adler, J. Brand, T. Lichtendahl, H. Teichert // Metallurgical Plants and Technology MPT. 1991. № 4. P. 100—115.
5. **Горлова А. А.** Тенденции создания новых сортовых клетей // Сб. тр. "Неделя металлов в Москве 14—18 ноября 2005 г. " Металлургмаша. М.: ВНИИМЕТМАШ, 2005. С. 207—212.
6. **Пасечник Н. В.** Работы ВНИИМЕТМАШа по перспективным направлениям развития современной металлургии // Производство проката. 2008. № 1. С. 44—48.
7. **Бровман М. Я.** Выборы основных параметров конструкций многовалковых прокатных клетей // Вестник машиностроения. 2003. № 8. С. 54—57.
8. **Феодосьев В. И.** Сопротивление материалов. М.: Изд-во МГТУ, 2000. 592 с.
9. **Шинкин В. Н.** Сопротивление материалов для металлургов. М.: Изд. Дом МИСиС, 2013. 655 с.
10. **Шинкин В. Н.** Механика сплошных сред. М.: Изд. Дом МИСиС, 2010. 235 с.
11. **Тимошенко С. П.** Устойчивость упругих систем. М.: Гостехтеориздат, 1955. 567 с.
12. **Геккелер И. В.** Статика упругого тела. Л.—М.: Государственное технико-теоретическое издательство, 1934. 287 с.
13. **Пилипенко А. А., Бровман М. Я.** Особенности фигурной кислородной резки заготовок из толстых плит // Сварочное производство. 1989. № 9. С. 29, 30.
14. **Пилипенко А. А., Бровман М. Я.** Определение минимальной ширины заготовок при фигурном кислородном резании // Тяжелое машиностроение. 1993. № 9. С. 32, 33.

УДК 621.81-251

А. Г. ИВАНОВ, д-р техн. наук (Чувашский ГУ им. И. Н. Ульянова, г. Чебоксары), e-mail: animax1969@mail.ru

Уточнение механики масс и среды на основе характеров корректирующих масс

Предложено фиксировать и описывать характеры масс, отделяющихся при формообразовании деталей, в виде эквивалентных шаровых масс в пространстве всего состава, движущихся в эквивалентном центробежном механизме, который также перемещается в этом пространстве.

Ключевые слова: центробежное формообразование, характеры корректирующих масс, эквивалентный центробежный механизм, автобалансирующее устройство, шаровые корректирующие массы, механика перераспределения масс, фазовые переходы, эквивалентные шаровые формы.

It is suggested to fix and describe the types of masses, separating at forming of parts, in terms of equivalent spherical masses in the space of the whole structure, moving in equivalent centrifugal mechanism, which also moves in this space.

Keywords: centrifugal forming, types of correcting masses, equivalent centrifugal mechanism, self-balancing device, spherical correcting masses, mechanics of mass redistribution, phase transitions, equivalent spherical shapes.

Формообразование как процесс изменения характера разделяющихся масс или массы есть получение некоторой формы из другой формы, которую имеет заготовка, на основе комплекса воздействий динамического характера. Эти воздействия могут быть силовыми, температурными, электромагнитными, химическими и др. Они приводят к деформациям, фазовым превращениям и иногда к получению новой устойчивой структуры материала. В одних случаях природа воздействий очевидна, в других — наблюдаемое объяснить трудно.

Неизвестные и известные уже способы формообразования сложно описать аналитически, тем более что процессы формообразования без соответствующей гипотезы экспериментально обнаружить трудно. Предлагается фиксировать и описывать характеры отделяющихся масс и получаемых деталей в виде эквивалентных шаровых масс в пространстве всего состава, закрученных в эквивалентном центробежном механизме, который тоже перемещается в этом пространстве.

Дробление масс во вращающейся технологической системе передает характер формообразования. Дробилки, как и сепараторы, действуют по принципу центрифугирования [1] в отличие от резания металла, при котором его съем производится режущей кромкой инструмента. Объем стружки, образующийся при резании металлов, можно измерять в эквивалентных шаровых массах. Такое измерение объема металла удобно и при спекании, и при изготовлении композиционных материалов, литье, соединении гранул, и при производстве шарикоподшипников, когда технологически обеспечивают дробление и галтовку тел качения. Размешивать приготовленную смесь или дробить ее удобно в вибрационной центробежной системе. При транспортировке смесей используют также вибробункеры и лотки с центробежным направлением. Таким образом, приведение механики к центробежной эквивалентной механической системе можно считать справедливым.

Массы, участвующие в движении, разделяют на возмущающие устойчивое движение механизма, звена, неуравновешенные и корректирующие устойчивое движение механизма и перераспределяющиеся автоматически, свободно или принудительно, противодействуя возмущению и потере устойчивости формы движений в механизме.

Траектории движений в механизмах представляют сам механизм в среде с массами. Траектории движений масс есть очертание самого механизма. Среда и массы рассматриваются как единый механизм. Формы движения, задаваемые скоростями, угловыми скоростями, ускорениями, угловыми ускорениями, характеризуют среду и сам механизм. Например, форма корпуса двигателя автомобиля определяется формами и размерами перемещающихся в нем коленчатого вала, шатунов, поршней и других подвижных масс. Влияет на форму корпуса и динамика их движений.

Таким образом, механика среды с массами как единого механизма уточняется по характеру движений масс. Среду же, в которой движутся данные массы, можно представить как содержащую "следы", траектории движущихся масс в зонах контакта, совпадающие с траекторией движения механизма, где параметры масс и среды согласуются между собой в движении.

Сама среда, состоящая из конечного числа частей — масс, также изменяется, так как постоянно изменяются эти массы и их состав.

Характер массы определяет ее структура, которую логично представить визуально в виде формы. Характер массы в целом описывается разными аналитическими методами: физическим, химическим, геометрическим и др.

Математические представления форм — это представления в разных системах счисления, в разных операторных подпространствах, группах, базисных пространствах.

Если говорить об устойчивости формы, исходя из принципов вариационных инвариантных выражений (функционалов), то это шаровая форма или эллипсоидная [1]. В пространствах, классах непрерывных и дифференциальных функций, описываемых соответствующей линейной однородной системой, такую форму можно получить наложением внешнего гармонического воздействия, которое в потенциальных полях и поле силы тяжести образует массы в виде планетарных шаровых объектов. Также образуются массы в полях равномерной сеточной деформации.

Исследования, нацеленные на идентификацию и обнаружение неизвестных алгоритмов трансформации материала, актуальны с позиций минимизации энергии формообразования и энергосбережения. Трансформация не может быть мгновенной, ее можно запрограммировать и составить из цепочки управляющих воздействий. Основу таких алгоритмов составляют дифференциальные уравнения, связывающие координаты фазового пространства, типа уравнений Риккати, Абеля, первого и второго уравнений Пенлеве [2].

Рассмотрим эти уравнения.

Каноническое уравнение Риккати:

$$y' = y^2 + r(x), \tag{1}$$

где $r(x)$ — некоторая функция, определяющая воздействие динамических факторов.

Уравнение Абеля:

$$y' = y^3 + \Phi(x), \tag{2}$$

где $\Phi(x)$ — функция, определяющая граничные условия статически неопределимой задачи.

Первое уравнение Пенлеве:

$$y'' = 6y^2 + \lambda x, \tag{3}$$

где λ — некоторый параметр процесса.

Второе уравнение Пенлеве:

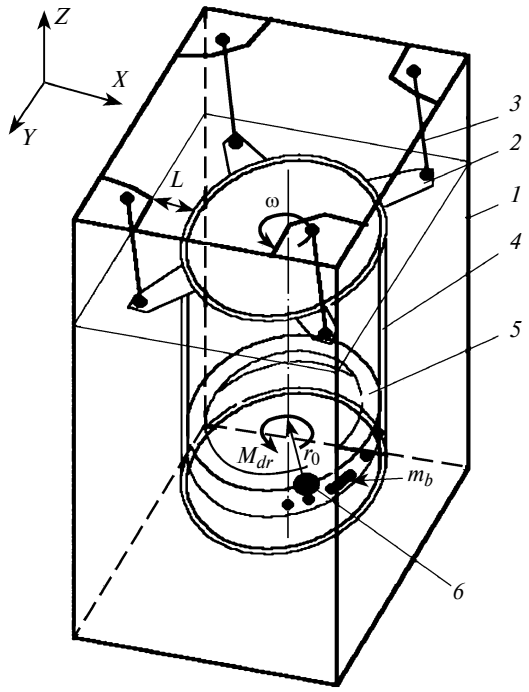
$$y'' = 2y^3 + xy + \alpha, \tag{4}$$

где α — параметр, зависящий от начальных условий.

Уравнения (1)—(4) соответствуют наличию характеристического частотного диапазона или диапазона собственных чисел решений задач. Правые части уравнений (1)—(4) представляют многообразие форм при изменении параметров, выступающих делителями, классификаторами измерения этого частотного диапазона.

В задачах формообразования необходимо создать аналитическую взаимосвязь между параметрами уравнения и параметрами решения и выразить эту взаимосвязь в виде алгоритма управляющих воздействий на системы разного рода.

Рассмотрим колебания подвешенной на четырех шарнирных опорах *3* к корпусу *1* двигателя автомобиля (рисунок) внутренней части (бак). В баке *2* разгоняется неуравновешенный ротор (барабан) *4* в механической системе с автобалансирующим устройством *5* в виде балансировочного кольца с желобом и шариками, находящимися в одном неуравновешенном барабане. Будем учитывать передачу импульса движущимся шарикам со стороны стенок балансировочного кольца и желоба, а также учитывать сопротивление среды и трение на поверхностях контакта тел качения и в опорах (шарнирных сочленениях). Введем в эту механическую систему подвижные опоры, когда ротор с корректирующими массами подвешивается маятниковым способом на трех или четырех опорах со сферическими шарнирами. Причем ротор в одном поперечном сечении совершает сложное поступательное движение в пространстве без изменения ориентации вертикальной оси вращения.



Механическая система (эквивалентный механизм) с автобалансирующим устройством:

1 — корпус; *2* — бак; *3* — опора со сферическими шарнирами; *4* — барабан; 5 — автобалансирующее устройство; *6* — неуравновешенная масса m_0 (дисбаланс); L — расстояние между кромкой бака и стенкой корпуса; XYZ — система отсчета; ω — угловая скорость барабана; M_{dr} — приводной крутящий момент; m_b — корректирующая масса (группа шариков); r_0 — радиус вращения дисбаланса

Уравнение, описывающее движение массы или масс, корректирующих неуравновешенность ротора, в виде шариков в автобалансирующем устройстве, представляет частный случай уравнения Риккати, которое в первом приближении решается в квадратурах:

$$\dot{\omega}_b^2(t) = A_1 + A_2\omega_b^2(t), \tag{5}$$

где A_1 и A_2 — параметры, характеризующие соответственно момент сил трения и момент сил сопротивления среды и центробежных сил инерции, отнесенные к моменту инерции вращающихся масс; ω_b — угловая скорость вращающихся корректирующих шариков [1].

Первое приближение записано для случая закрепления ротора в неподвижных опорах. Разделяя переменные, находим решение уравнения (5):

$$\omega_b = \mathrm{tg}[\sqrt{A_1 A_2}\,(t + C)]\frac{\sqrt{A_1}}{\sqrt{A_2}}. \qquad (6)$$

Для определения постоянной C используем начальное условие $\omega_{b_{t = t_0 = 0}} = 0$. Делая подстановку, получим $C = 0$.

Таким образом, мы можем совместить параметрически исходное уравнение и его решение, получив параметрическую морфологию: берутся два параметра A_1 и A_2, универсальные в форме уравнения и в форме решения и выступающие классификаторами, делителями двух фазовых пространств.

Для рассмотренного примера была найдена практическая (природная) реализация формообразующей взаимосвязи. То есть, чтобы косвенная связь имела место, необходимо выполнить вращающуюся систему с автобалансирующим устройством в составе неуравновешенного ротора.

Для исследований в общем направлении удобно использовать новый метод описания фазовых пространств, позволяющий выделить в параметрическом пространстве некоторую форму, соответствующую параметрической морфологии (в нашем примере — форму на основе параметров A_1 и A_2).

С позиции теории устойчивости к произвольным формам подбираются гармонические формы, уточняются геометрия форм и их механика. В нашем случае рассматриваем семейство спиралей — фазовых траекторий, построенных в системе отсчета неавтономной системы:

$$\nu(\rho, \theta) = \rho + A_1\theta + A_2, \qquad (7)$$

где A_1 — параметр, определяющий скорость увеличения радиуса спирали; A_2 — параметр, определяющий начальное значение радиуса спирали.

Составляя произведение $A_\Sigma = A_1 A_2$, из выражения (7) отбираем только те пары, которые удовлетворяют условию $A_1 A_2 \le A_\Sigma$, т. е. траектории, не выходящие за границу области, которая является кругом с радиусом A_Σ. Таким образом, имеем некоторое множество $D_\nu[\nu(\rho, \theta)] = P_1$. В других прикладных задачах расстановка и операции с параметрами могут быть другими.

Расширим нашу механическую систему, включив уравнение движения неуравновешенного ротора в виде

$$\dot{\omega}(t) = A_3 - A_4\omega^2(t), \qquad (8)$$

где A_3 — параметр, характеризующий момент движущей приводной силы за вычетом момента сил трения, отнесенный к моменту инерции неуравновешенного ротора относительно оси вращения; A_4 — параметр, характеризующий момент сил сопротивления среды, отнесенный к моменту инерции ротора относительно оси вращения.

Разделив переменные, получим решение уравнения (8):

$$\omega = \mathrm{th}[\sqrt{A_3 A_4}\,(t + C)]\frac{\sqrt{A_3}}{\sqrt{A_4}}. \qquad (9)$$

Для определения постоянной C используем начальное условие $\omega|_{t = t_0 = 0} = 0$. Делая подстановку, получим $C = 0$.

Если опору вращения выполнить неподвижной, то решения, полученные для движения корректирующей массы [формула (6)] и всего ротора [формула (9)], удовлетворяют постановке задачи. Однако форма решения (тангенциальная или гиперболически тангенциальная) объясняется неучтенными в полной мере факторами, влияющими на неустойчивую природу такого взаимодействия (кривые неустойчивые, имеют особые точки, т. е. определены не на всей числовой оси). Действительно, возникают силы инерции, которые действуют на опору, что вызывает реакцию на это воздействие, и, соответственно, происходит рассеяние энергии.

Выводы

1. Новая форма движения механической системы (механизма), получаемая в результате фазовых переходов и перестроения масс, показывает характер самого движения, его фазу, след. Новая форма движения механизма соответствует формообразованию в новой схеме, контуре, материале в контакте со средой, причем в таком контакте развиваются и новые области среды.

2. Механика перераспределения масс уточняется по характеру их взаимодействия и становится более точной с новыми массами после их разделения, изменения их характера.

3. В технологии машиностроения переход от формы к форме может осуществляться вследствие перераспределения масс, разделения их по образу масс эквивалентного механизма с автобалансирующим устройством в проекциях, сечениях в метрическом пространстве на основе спиралей.

УДК 62-235.1/58.001

В. В. ПШЕНИЧНЫЙ, А. Ф. САЛЬНИКОВ, д-р техн. наук
(Пермский национальный исследовательский политехнический университет), e-mail: vadim483p@rambler.ru

Исследование вибродинамических характеристик стенда для испытаний главных редукторов вертолетов

Приведены результаты исследования вибродинамического состояния стенда для испытаний главных редукторов вертолетов на разных режимах и при разных условиях его нагружения, которые позволили выработать конкретные мероприятия по снижению динамических нагрузок как на сам стенд, так и на испытуемые агрегаты. Опыт динамических исследований подобных агрегатов облегчит разработку эффективного подхода к проектированию аналогичных установок.

Ключевые слова: испытания, стенд, вертолет, главный редуктор, вибрации, амплитуда, диагностика.

The research results of vibrodynamic state of a bench for testing of main rotor transmissions of helicopters on various modes and at various loading conditions, which allowed to develop certain arrangements on decreasing of dynamic loads on both the bench and tested aggregates, are given. The experience of dynamic research of similar aggregates would ease the development of effective approach to the design of similar assemblies.

Keywords: tests, test bench, helicopter, main rotor transmission, vibrations, amplitude, diagnostics.

Проблема снижения затрат при проведении ресурсных, приемо-сдаточных и технологических испытаний агрегатов актуальна для любого предприятия авиационной отрасли. Решением данной проблемы в рамках испытания главных редукторов вертолетов является создание универсального стенда, который разработан и создан в ОАО "Редуктор ПМ". Однако в процессе отработки данного стенда отмечены значительные уровни вибраций, которые существенно снижают эффективность работы нового оборудования.

Объект исследования — стенд главного редуктора.

Цель работы — по результатам исследований разработать предложения по снижению амплитуд колебаний основных элементов и узлов стенда главного редуктора.

На примере испытаний редуктора ВР-8А были проведены исследования динамических характеристик универсального стенда.

Основные конструктивные характеристики стенда

Стенд состоит из основной сварной рамы, площадки обслуживания и ограждений. Основная рама монтируется на бетонный пол.

В данном стенде каждый из испытуемых главных редукторов в совокупности со стендовыми редукторами, связанными между собой валами и муфтами, образуют три силовых замкнутых контура: два входных контура и контур привода хвостового вала. Кинематическая схема стенда (рис. 1) выполнена так, что общее передаточное число каждого замкнутого силового контура составляет единицу, что позволяет обеспечить свободное вращение механической части стенда в собранном виде. Конструктивная реализация стенда представлена на рис. 2.

Механическая часть стенда приводится во вращение независимым электроприводом. При вращении механической части стенда специальные загрузочные устройства создают в каждом из замкнутых силовых контуров заданные по величине и направлению крутящие моменты, соот-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 16)

4. Согласно теории такой уточненной механики движения приводятся к центробежной системе перераспределения твердых масс, жидкостей и газа.

5. Корректирующие массы изменяются по массе и по фазе движения в широком спектре формообразования. Шаровые массы и разные объемы жидкостей могут перераспределяться свободно и пригодны для корректировки, снижения вибраций, формирования устойчивого движения в механических системах. Таким образом, уточняются угловые ускорения и скорости в эквивалентном механизме с автобалансирующим устройством.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Иванов А. Г.** Подвижные конструкции с корректирующими массами. М.: Машиностроение-1, 2004. 253 с.

2. **Орлов В. Н.** Исследование приближенного решения с подвижными полюсами нелинейных обыкновенных дифференциальных уравнений: Дис. канд. физ.-мат. наук / Белорус. гос. ун-т. Минск. 1989. 17 с.

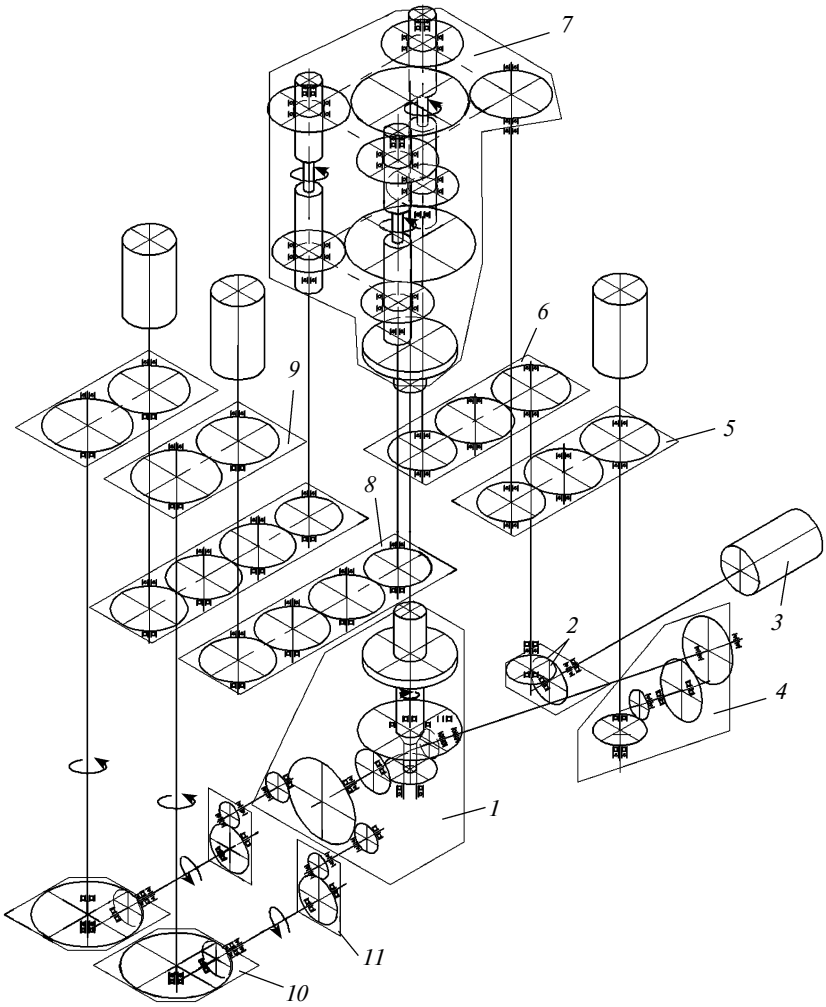


Рис. 1. Кинематическая схема стенда:

1 — испытуемый главный редуктор вертолета; *2* и *6* — нижний и верхний редукторы электропривода; *3* — электродвигатель; *4* — нижний замыкающий редуктор привода хвостового вала; *5* — промежуточный редуктор привода хвостового вала; *7* — верхний замыкающий редуктор; *8* и *9* — нижний и верхний промежуточные замыкающие редукторы; *10* — конический замыкающий редуктор; *11* — нижний замыкающий мультипликатор

ветствующие при номинальной частоте вращения мощностям, необходимым для нагружения испытуемых главных редукторов согласно программам испытаний. Загрузочные устройства позволяют переходить с режима на режим испытаний, не останавливая работу стенда.

Выявление узлов стенда с повышенным уровнем вибронагруженности

Точки измерения уровня вибраций на элементах стенда приведены на рис. 3 в трех направлениях: осевом — совпадающим с осью вращения вала электродвигателя *3* (см. рис. 2); вертикальном — совпадающим с осью вращения вала редуктора несущего винта; продольном — в плоскости, перпендикулярной осевой и вертикальной осям. Это позволит структурировать условия возникновения динамических нагрузок в элементах стенда, а следовательно, понять возможную причину их возникновения. Испытания проводили на трех фиксированных частотах вращения вала электродвигателя n = 200, 1611 и 2730 мин$^{-1}$.

При частоте вращения вала редуктора электродвигателя 200 мин$^{-1}$ были измерены вибрации на основных элементах стенда, узлах крепления этих элементов, раме, фундаменте и вспомогательных элементах крепления испытуемого главного редуктора *1* (см. рис. 2). Максимальные вибрации на верхней части стенда в горизонтальном направлении выявлены в муфтах сцепления — 1,195 мм/с и загрузочном устройстве *13* — 0,365 мм/с. Кроме того, в нижнем промежуточном замыкающем редукторе *8* во всех направлениях выявлены вибрации, равные 0,577 мм/с, а на верхней части рамы — вибрации в осевом направлении, равные 0,559 мм/с. В продольном направлении рама колеблется с амплитудой 0,416 мм/с. Спектр частот находится в низкой области — до 100 Гц.

Спектральный анализ показал, что преобладают колебания на низких частотах, близких к частотам электродвигателя f = 3,3 Гц.

На стойках рамы амплитуда виброскорости примерно в 2 раза ниже, чем на верхней части рамы, а перемещения на низких частотах достаточно существенны — до 78 мкм в точке измерения для механизма переключения передаточных отношений.

На элементах стенда, расположенных в нижней его части, большие вибрации отмечены на конических замыкающих редукторах *10* (см. рис. 2), высокооборотном нижнем замыкающем мультипликаторе *11* и на нижнем замыкающем редукторе *4* привода хвостового вала. В вертикальном направлении максимальные вибрации составили 0,89 мм/с, в горизонтальном — 0,709 мм/с. Меньше максимальных были вибрации нижнего редуктора *2* электропривода — 0,515 мм/с в вертикальном направлении и 0,416 мм/с в осевом. На нижнем замыкающем редукторе *4* привода хвостового вала максимальные вибрации составили —

1,007 мм/с в осевом направлении и 0,602 мм/с в горизонтальном.

Таким образом, предварительные исследования вибронагруженности стенда для испытаний главного редуктора вертолета показали, что наиболее динамически нагруженными элементами стенда являются:

муфты сцепления;

замыкающий редуктор привода хвостового вала;

нижний редуктор электропривода;

конические замыкающие редукторы;

высокооборотный нижний замыкающий мультипликатор;

загрузочное устройство.

При частоте вращения вала электродвигателя $n = 1611$ мин$^{-1}$ исследования стенда основывались на анализе изменения максимального среднеквадратичного значения (СКЗ) виброскорости в вертикальном, горизонтальном и осевом направлениях. Точки измерения выбирали по результатам исследований стенда при $n = 200$ мин$^{-1}$, исходя из максимального СКЗ виброскорости в вертикальном, горизонтальном и осевом направлениях.

Анализ результатов измерений показал, что на муфтах сцепления (рис. 3, вид *А*, точка $6_в$) наблюдается максимальная виброскорость: в вертикальном направлении — 100,302 мм/с; в горизонтальном — 94,752 мм/с; в осевом — 123,213 мм/с. Кроме того, на нижнем промежуточном замыкающем редукторе в вертикальном направлении СКЗ виброскорости составило 123,04 мм/с, горизонтальном направлении — 115,592 мм/с.

Верхняя часть рамы (см. рис. 3, вид *А*, точка $28_в$) в горизонтальном направлении достаточно неплохо гасит колебания нижнего промежуточного замыкающего редуктора — в 10,6 раза. Снижение колебаний стойками рамы незначительно. В вертикальном направлении рама усиливает колебания, о чем свидетельствует отношение СКЗ виброскоростей в средине стойки (см. рис. 3, точка $11_р$) и в зоне крепления к фундаменту (точка $8_р$), т. е. коэффициент ослабления колебаний $k = 0{,}729$. В горизонтальном направлении $k = 2{,}26$. (Если $k > 1$, то конструкция демпфирует колебания, если $k < 1$ — усиливает колебания).

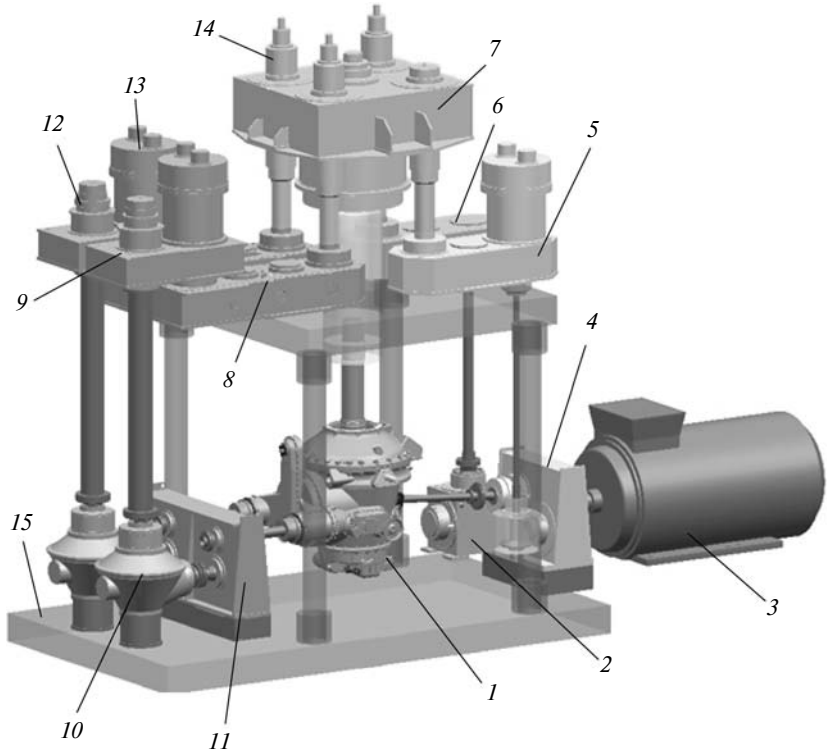


Рис. 2. Конструктивная реализация стенда:
поз. *1—11* — см. рис. 1; *12* — муфта сцепления; *13* — загрузочное устройство; *14* — механизм переключения передаточных отношений; *15* — рама стенда

Спектральный анализ результатов измерений виброскорости показал, что на муфтах несущая частота, т. е. имеющая максимальную амплитуду колебаний, составляет 30,14 Гц, а на нижнем промежуточном замыкающем редукторе — 75,05 Гц.

Соотношение несущих частот колебаний, равное 2,49, подтверждает, что условие отсутствия резонансного взаимодействия элементов, расположенных на верхней части рамы, выполняется. Тем не менее виброперемещения на верхней части рамы имеют несущую частоту 30,14 Гц, которой соответствует амплитуда виброперемещений в горизонтальном направлении, равная 53,4913 мкм, амплитуда виброперемещений на корпусе муфты на несущей частоте в этом же направлении составляет только 35,556 мкм. Зато на корпусе нижнего промежуточного замыкающего редуктора на несущей частоте 75,05 Гц амплитуда виброперемещений в горизонтальном направлении составляет 214,8383 мкм. Это колебание преобразуется рамой в колебания на несущей частоте 30,14 Гц, что приводит к росту амплитуды перемещений по сравнению с задающей амплитудой перемещения муфты с 35,556 до 53,4913 мкм при отсутствии резонанса.

Анализ спектров виброускорений в точках измерений показал, что виброускорения на муфте при несущей частоте 75,05 Гц составляют в вертикальном направлении 191,2728 мкм/с^2, в горизонтальном — 179,29 мкм/с^2, в

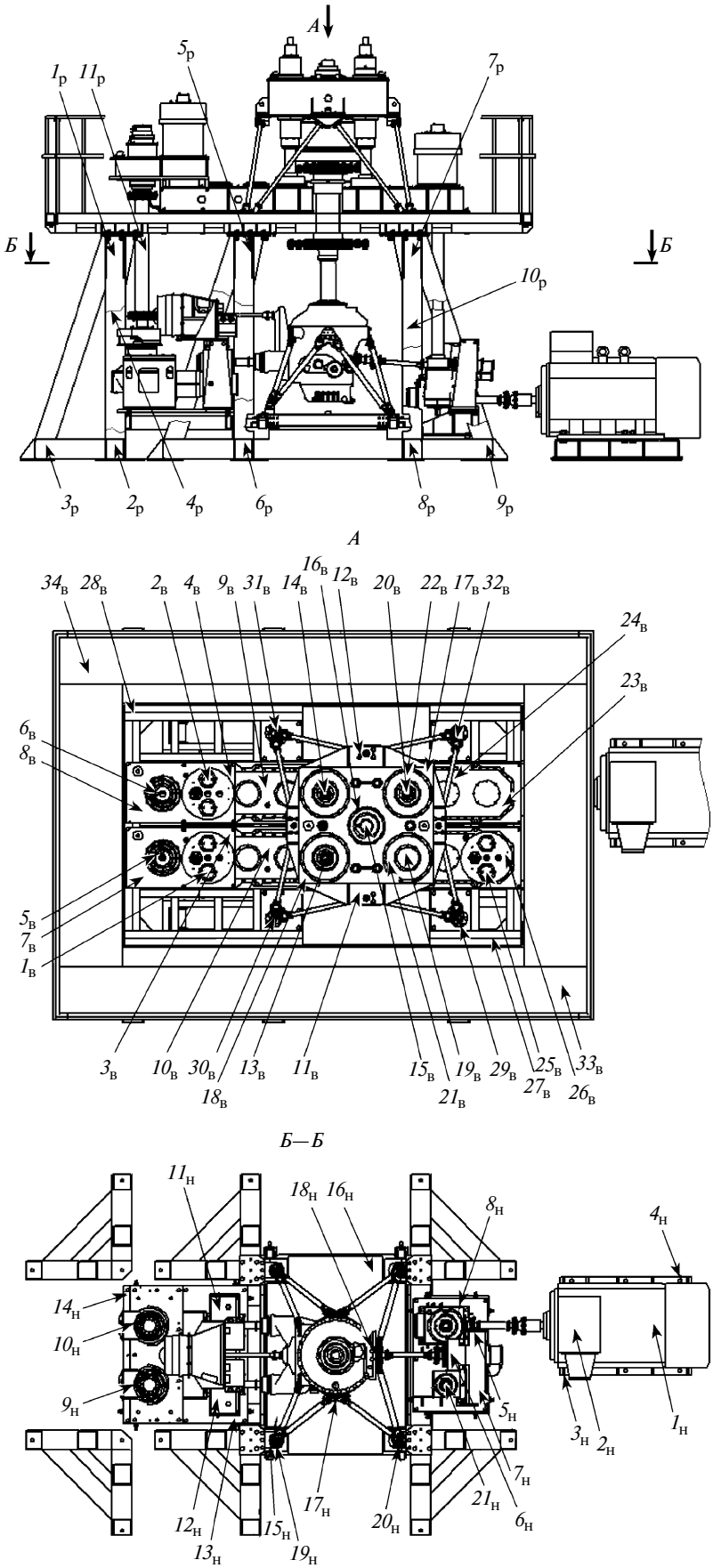


Рис. 3. Расположение точек замера параметров вибрации на раме стенда (точки $1_р$ — $11_р$); на верхней части стенда (точки $1_в$ — $34_в$) и на нижней части (точки $1_н$ — $21_н$)

осевом — 230,039 мкм/с^2. Таким образом, силовое воздействие в муфтах реализуется на частоте 75,05 Гц, а энергия и работа колебательных движений реализуются на частоте верхней рамы стенда. Несущая частота виброускорений на корпусе нижнего промежуточного замыкающего редуктора равна 75,05 Гц и они велики — в вертикальном направлении составляют 50,528 м/с^2, в горизонтальном — 47,7773 м/с^2, в осевом направлении — только 0,9088 м/с^2.

Для сравнительного анализа вибрации при n = 2730 мин$^{-1}$ измеряли в тех же точках, что и при n = 1611 мин$^{-1}$. Увеличение частоты вращения n привело к увеличению колебательной энергии во всех элементах стенда. Максимальное значение отмечено на муфтах и корпусе нижнего промежуточного замыкающего редуктора. Энергия вращательного движения всех элементов увеличилась в 2,87 раза, а энергия колебаний на муфте увеличилась в вертикальном направлении с 100,302 до 100,92 мм/с, в горизонтальном — с 94,752 до 106,317 мм/с, а в осевом направлении уменьшилась со 123,213 до 120,536 мм/с. На корпусе нижнего промежуточного замыкающего редуктора энергия колебаний увеличилась с 123,04 до 132,062 мм/с в вертикальном направлении и с 115,592 до 145,034 мм/с в горизонтальном направлении. Более значительный рост отмечен на конических замыкающих редукторах, нижнем замыкающем редукторе привода хвостового вала и нижнем редукторе электропривода. Так, на нижнем редукторе электродвигателя в горизонтальном направлении СКЗ виброскорости выросло с 1,643 до 522,64 мм/с, т.е. в 318 раз. Такое увеличение энергии колебательных движений позволяет заключить, что изменился количественный состав источников возбуждения колебаний в конструкции стенда.

Частотный анализ результатов измерения виброскорости на элементах стенда показал, что несущие частоты изменялись при изменении частоты вращения электродвигателя. В муфтах несущая частота колебаний увеличилась с 30,14 до 50,16 Гц, т.е. в 1,66 раза, а частота вращения n выросла в 1,69 раза.

Несущая частота колебаний на корпусе нижнего промежуточного замыкающего редуктора практически не изменилась. Увеличение амплитуды колебаний на корпусах нижнего редуктора электродвигателя, конических замыкающих редукторов, нижнего замыкающего редуктора привода хвостового вала связано с изменением частотных характеристик элементов редукторов (динамический дисбаланс зубчатых колес и вертикальных валов).

Коэффициенты демпфирования стоек рамы изменились несущественно: в вертикальном направлении от $k = 0{,}729$ при $n = 1611$ мин$^{-1}$ до $k = 0{,}699$ при $n = 2730$ мин$^{-1}$; в горизонтальном направлении от $k = 2{,}26$ до $k = 2{,}29$ соответственно.

Виброперемещения не во всех точках измерения на корпусах элементов стенда увеличились. Так, на муфте виброперемещения в осевом направлении уменьшились с 20 817,936 до 18 546,952 мкм, а на корпусе нижнего промежуточного замыкающего редуктора в вертикальном направлении увеличились с 22 192,244 до 30 355,469 мкм. На корпусах нижнего редукторов электродвигателя, конических замыкающих редукторов, нижнего замыкающего редуктора привода хвостового вала виброперемещения увеличились значительно. Так, например, на корпусах конических замыкающих редукторов в горизонтальном направлении амплитуда колебаний выросла с 94,582 до 9546,159 мкм (более чем в 100 раз).

Анализ спектров виброускорений показал, что несущая частота совпадает с несушими частотами виброскорости и виброперемещений. Следовательно, динамическая нагрузка, приводящая к росту амплитуды колебаний элементов стенда, связана с дисбалансами масс элементов вращения стенда.

Во всех трех случаях (при $n = 200$, 1611, 2730 мин$^{-1}$) на загрузочных устройствах и корпусе механизма переключения передаточных отношений датчики в вертикальном и горизонтальном направлениях "всплыли" на магнитных креплениях, поэтому судить об уровне вибраций механизма переключения передаточных отношений и загрузочных устройств не представляется возможным.

Результаты исследования

Уровень вибрации на элементах и агрегатах стенда, превышающий допустимый практически во всех точках и направлениях его измерения, позволяет предположить, что он вызван значительными динамическими нагрузками в элементной базе стенда.

По результатам частотного анализа основными элементами стенда, создающими динамические нагрузки, являются: муфты сцепления; верхний замыкающий редуктор; нижний редуктор привода хвостового вала; нижний редуктор электропривода; конические редукторы; высокооборотный редуктор (мультипликатор); загрузочные устройства.

Установлено, что одна из причин динамических нагрузок — дисбаланс масс вращающихся деталей и узлов стенда. Кроме того, выявлены условия резонансных взаимодействий конструкции рамы с элементами приводов и узлов, находящихся на верхней части рамной конструкции стенда. Так, динамические нагрузки на корпус механизма переключения передаточных отношений, расположенного на верхней части рамы, превышают 40g, а на раму — 25g.

Частотный анализ динамической нагрузки, возникающей в конструктивных элементах стенда, показал, что колебания связаны с частотами вращения и реализуются в основном на частоте первой моды частот вращения или близких к ней. Для уменьшения динамических нагрузок требуется детальная проработка конструкции вращающихся частей элементов стенда, чтобы устранить выявленный динамический дисбаланс.

Ярко выраженные динамические взаимодействия различных элементов системы редуктор — стенд, представляющие собой динамическую систему взаимосвязанных механических колебаний, требуют отстройки колебательных процессов для уменьшения возможности возникновения резонансных взаимодействий. Следовательно, определение собственных частот элементов рамы и соединительных узлов позволит изменить условия частотного взаимодействия динамических элементов и конструкции рамы стенда.

На точное моделирование условий работы испытуемого агрегата в стенде накладывается собственная динамика стенда, что не только искажает параметры работы испытуемого агрегата, но и негативно на него влияет, в том числе может привести к его поломке.

Таким образом, проведенный анализ условий динамического взаимодействия элементов и узлов стенда и испытуемого главного редуктора вертолета на первом этапе исследований позволил выявить основные элементы, создающие динамические нагрузки, разработать требования к их доработке и внести коррективы в массо-жесткостные свойства самого стенда.

УДК 669.131.7: 621.78

Р. К. ГАСАНЛИ, канд. техн. наук (АзТУ, Азербайджан, г. Баку), З. Ю. АСЛАНОВ, канд. техн. наук (АГЭУ, Азербайджан, г. Баку), e-mail: hasanli_dr@mail.ru

Исследование ударной вязкости высокопрочного чугуна с шаровидным графитом, полученного литьем в металлические формы

Исследована ударная вязкость высокопрочного чугуна с шаровидным графитом при низких температурах. Установлено, что этот чугун, отливаемый в металлические формы, легированный никелем, медью и молибденом в количестве соответственно 1,0; 0,5 и 0,5 %, можно рекомендовать для деталей ответственного назначения запорных устройств и редукторов, работающих в условиях отрицательных климатических температур.

Ключевые слова: высокопрочный чугун, шаровидный графит, экономное легирование, металлическая форма, ударная вязкость, термическая обработка, детали запорных устройств и редукторов.

The impact toughness of a high-strength cast iron with spherical graphite at low temperatures is studied. It is determined, that this iron, cast in metal moulds, alloyed by nickel, copper and molybdenum in the quantity of 1,0, 0,5 and 0,5 % respectively, can be recommended for essential components of locking devices and reducers, operating in conditions of negative climatic temperatures.

Keywords: high-strength cast iron, spherical graphite, lean alloying, metal mould, impact toughness, heat treatment, parts of locking devices and reducers.

Исследование ударной вязкости высокопрочного чугуна с шаровидным графитом (ВЧШГ) при низких температурах весьма актуально в связи с усиливающейся тенденцией его применения в оборудовании ответственного назначения, работающем в регионах с отрицательными климатическими температурами [1, 2].

Целью настоящей работы является повышение хладостойкости ВЧШГ, производимого в металлических формах, посредством использования легирующих элементов, в частности никеля, меди и молибдена, в количествах соответственно 1,0; 0,5 и 0,5 %. Выбор этих элементов связан с их эффективным положительным воздействием на структуру и физико-механические свойства чугуна [3, 4]. Были испытаны образцы чугуна семи плавок, химический состав которых приведен в табл. 1.

Таблица 1

Химический состав плавок чугунов

Номер плавки	Содержание элементов, %						
	C	Si	Mn	Ni	Cu	Mo	Mg
1	3,33	2,85	0,45	—	—	—	0,07
2	3,43	2,90	0,40	1,0	—	—	0,06
3	3,34	2,85	0,49	1,5	—	—	0,07
4	3,70	2,80	0,50	2,0	—	—	0,06
5	3,23	2,95	0,45	1,0	0,5	0,5	0,05
6	3,21	2,92	0,46	1,5	0,5	0,5	0,04
7	3,16	3,00	0,48	1,5	0,8	0,5	0,05

Модифицирование чугуна осуществляли в ковше (сэндвич-процесс) лигатурой $ФСМ_Г$-5 по ТУ 14-5-134—86, содержащей до 7,0 % Mg, до 60 % Si и до 1 % РЗМ, в количестве 1,0 % от массы жидкого металла.

Перед модифицированием лигатуру дробили, просеивали и просушивали, для обработки расплава использовали фракции 2,0÷20,0 мм.

Остаточное количество магния в образцах составляло 0,040÷0,065 %. Содержание фосфора во всех плавках составляло менее 0,1 %, серы — 0,02 %.

Кокильные отливки подвергали двухстадийной термической обработке: ферритизирующему отжигу и нормализации с непрерывным охлаждением.

При кокильном способе отливки имеют значительный отбел. Поэтому перед механической обработкой необходимо проводить отжиг с целью ферритизации металлической основы. В процессе отжига происходит графитизация всех видов цементита — от первичного до входящего в состав перлита. В результате получение ферритной структуры обеспечивает повышенные пластичность и ударную вязкость чугуна, снижение твердости, улучшение обрабатываемости.

Ферритизирующий отжиг осуществляли по следующему режиму: загрузка отливок в печь при температуре не ниже 200 °С с целью предотвращения коробления; нагрев до температуры 930 ± 20 °С со скоростью 7÷10 °С/мин; выдержка отливок при этой температуре в течение 3÷5 ч; охлаждение в печи до 700÷680 °С со скоростью 4÷5 °С/мин; выдержка при этой температуре в течение 3 ч; охлаждение в печи до температуры 600÷550 °С; извлечение отливок из печи и охлаждение на воздухе до температуры окружающей среды.

Для получения бейнитных чугунов кокильные отливки были подвергнуты нормализации с непрерывным охлаждением по следующему разработанному режиму: загрузка отливок в печь при температуре не ниже 200 °С с целью предотвращения коробления; нагрев до температуры 900 ± 10 °С со

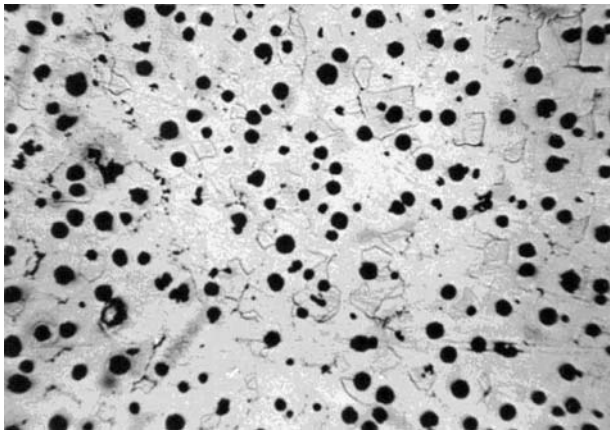


Рис. 1. Микроструктура кокильного высокопрочного чугуна (×100, не травлен)

скоростью 7÷10 °С/мин; выдержка отливок при этой температуре в течение 40÷50 мин; охлаждение, отпуск с нагревом в течение 3 ч до температуры от 200 до 400 °С; извлечение отливок из печи и охлаждение на воздухе до температуры окружающей среды.

После отжига структура металлической матрицы чугуна состояла полностью из феррита. В некоторых отливках в структуре присутствовали отдельные участки перлита общей площадью не более 5÷10 % и отдельные изолированные включения цементита суммарной площадью менее 5,0 %. На нетравленом шлифе при увеличении ×100 определяли соответствие формы графита согласно ГОСТ 344—87 форме $ШГ_ф4$ и $ШГ_ф5$. В отдельных отливках в микроструктуре наряду с графитом шаровидной формы ($ШГ_ф4$ — $ШГ_ф5$) присутствовало до 10 % вермикулярного графита ($ВГ_ф2$ — $ВГ_ф3$) (рис. 1).

Испытания на хладостойкость проводили при температурах +20, −20, −40 и −60 °С. Результаты исследований приведены в табл. 2.

Анализ результатов испытаний показал, что металлическая основа является доминирующим фактором, определяющим величину ударной вязкости чугуна. Установлено, что показатель ударной вязкости чугуна с ферритной основой выше, чем чугунов с ферритно-перлитной и перлитно-бейнитной основами (рис. 2). Это связано с тем, что при разрушении чугуна с ферритной матрицей, имеющей значительный запас пластичности, происходит замедление скорости распространения трещины между включениями графита.

Кроме того, установлено, что вязкость ВЧШГ, полученного способом литья в кокиль, выше, чем чугуна, полученного литьем в песчаную форму и термообработанного по аналогичному с кокильным чугуном режиму.

Таблица 2

Структура и механические свойства высокопрочного чугуна

Номер плавки	Структура металлической основы чугуна	Механические свойства			Ударная вязкость, Дж/см^2			
					Температура испытания, °С			
		$\sigma_в$, МПа	*НВ*, МПа	δ,%	+ 20	−20	−40	−60
1	Ферритная	450	1560	14	107	85	66	39
	Ферритно-перлитная	495	1700	10	62	51	42	27
	Перлитно-бейнитная	580	2410	2,2	26	22	16	11
2	Ферритная	520	1590	19	112	95	79	48
	Ферритно-перлитная	570	1670	13	102	81	64	37
	Перлитно-бейнитная	630	2350	3,7	40	31	23	15
3	Ферритная	560	1760	15	116	98	82	50
	Ферритно-перлитная	590	1870	10	102	84	65	34
	Перлитно-бейнитная	700	2550	2,6	37	29	18	12
4	Ферритная	580	1610	12	115	106	91	55
	Ферритно-перлитная	600	1920	10	102	88	69	34
	Перлитно-бейнитная	730	2630	2,9	36	28	16	11
5	Ферритная	580	1800	15	141	115	106	69
	Ферритно-перлитная	620	2000	11	112	92	86	55
	Перлитно-бейнитная	720	2550	2,8	50	40	29	12
6	Ферритная	490	1630	17	132	121	108	69
	Ферритно-перлитная	530	1700	13	126	113	96	53
	Перлитно-бейнитная	600	2400	2,3	46	33	28	14
7	Ферритная	480	1620	17	130	118	105	67
	Ферритно-перлитная	520	1680	14	124	110	94	51
	Перлитно-бейнитная	580	2370	2,5	45	31	25	13

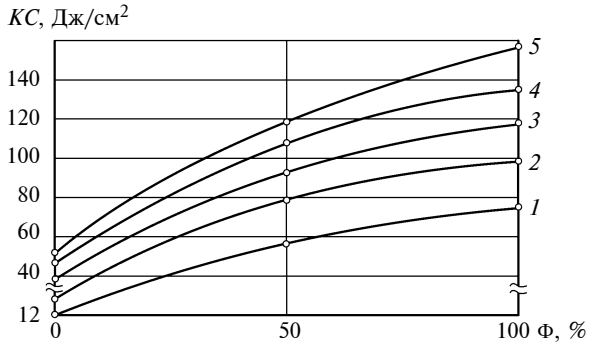


Рис. 2. Влияние на показатель *KC* ударной вязкости количества феррита (Ф) в матрице ВЧШГ, легированного Ni (1,0 %); Cu (0,5 %) и Mo (0,5 %), при температуре испытаний *t* = −60 (*1*), −40 (*2*), −20 (*3*), 0 (*4*), +20 °С (*5*)

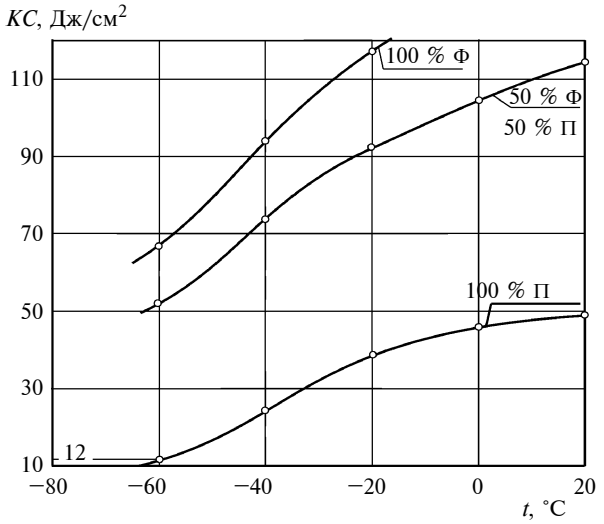


Рис. 3. Влияние температуры *t* на показатель *KC* ударной вязкости ВЧШГ, легированного Ni (1,0 %); Cu (0,5 %) и Mo (0,5 %), при разном содержании феррита (Ф) и перлита (П)

Объяснить это можно значительно меньшей ликвацией по сечению отливки химических элементов, в первую очередь кремния, и меньшей величиной эвтектического зерна у кокильных отливок, обусловленного их большой скоростью затвердевания и охлаждения в кокиле. Это обусловлено и высокой плотностью ВЧШГ, полученного литьем в кокиль, наличием в его структуре дисперсных, равномерно распределенных включений графита шаровидной формы [3, 4].

Более высокие показатели ударной вязкости легированных ВЧШГ по сравнению с нелегированными объясняются повышением степени гомогенности структуры и уменьшением величины зерна при легировании и особенно такими элементами, как никель и медь.

Установлено, что ферритно-перлитный и перлитно-бейнитный чугуны, легированные медью, никелем и молибденом, имеют более высокие показатели ударной вязкости, чем нелегированный ВЧШГ с аналогичной структурой. Происходит это в основном потому, что оба элемента содействуют образованию вокруг включений шаровидного графита ферритной оболочки с невысоким содержанием кремния, которая является своеобразным демпфером, тормозящим процесс распространения трещины [5].

Полученные результаты (рис. 3) свидетельствуют о том, что наиболее интенсивное падение ударной вязкости с понижением температуры происходит у перлитных чугунов. Свойства ферритных и бейнитных чугунов изменяются в меньшей степени. В то же время хладостойкость ферритных и бейнитных чугунов одного и того же состава находится примерно на одном уровне.

Установлено, что лучшие показатели ударной вязкости при −60 °С имеет чугун, легированный 2 % Ni. Однако чугун, легированный 1,0 % Ni, 0,5 % Cu и 0,5 % Mo, также имеет достаточно высокие показатели, что подтверждает правильность его выбора.

Определено, что ВЧШГ с ферритной структурой охрупчивается при температуре ниже −60 °С. Тип концентратора напряжений оказывает незначительное влияние на работу разрушения легированного ВЧШГ, а его наличие в 1,5—2 раза уменьшает ее. Установлено, что понижение температуры незначительно влияет на работу разрушения легированного ВЧШГ с перлитной структурой.

Таким образом, экспериментально установлено, что ВЧШГ, легированный никелем (1 %), медью (0,5 %) и молибденом (0,5 %), может быть рекомендован для деталей ответственного назначения запорных устройств (корпус, ходовая гайка, седло, шибер и т.д.) и редукторов (корпус), работающих в условиях отрицательных климатических температур.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гасанли Р. К.** Структура и свойства высокопрочных чугунов. Баку: Наука, 2013, 250 с.

2. **Велиев Т. К.** Высокопрочный чугун как материал деталей устьевого фонтанного оборудования: Дис. ... канд. техн. наук: Харьков, 1986. 137 с. Машинопись.

3. **Дубров В. В., Денисевич Р. А., Дудник Ю. А.** Применение высокопрочного чугуна в арматуростроении. Высокопрочный чугун с шаровидным графитом. Киев: Наукова думка, 2004. С. 78—81.

4. **Гасанли Р. К.** Особенности структуры и фазового состава термообработанных высокопрочных чугунов с шаровидным графитом // Вестник машиностроения. 2013. № 10. С. 31—33.

5. **Высокопрочный** чугун с шаровидным графитом. Теория, технология производства, свойства и применение / Под ред. М. В. Волошенко. Киев: Наука думка, 2004. 203 с.

УДК [629.3.027 + 629.3.032].001

С. Б. МАНФАНОВСКИЙ, А. А. ЕНАЕВ, д-р техн. наук, (Псковский ГУ), e-mail: manf.pskgu@gmail.com

Исследование демпфирующих свойств колесных движителей с внутренним подрессориванием[1]

Приведены результаты экспериментальных исследований демпфирующих свойств колес с внутренним подрессориванием. Представлены методы и стенд для испытаний колес с внутренним подрессориванием.

Ключевые слова: колесный движитель, демпфирующие свойства, внутреннее подрессоривание, плавность хода, испытания.

The results of experimental research of damping properties of wheels with internal springing are given. The methods and the bench for tests of wheels with internal springing are presented.

Keywords: wheeled running gear, damping properties, internal springing, running smoothness, tests.

При движении транспортных средств (ТС), не имеющих рессорной подвески (это в первую очередь автомобили и шасси специального назначения, а также продукция тракторного и сельскохозяйственного машиностроения), возникающие динамические нагрузки сокращают срок службы агрегатов трансмиссии и ходовой части, а низкая виброзащита водителя и пассажиров приводит к быстрой утомляемости и снижению производительности. Поэтому снижение динамических нагрузок на агрегаты и повышение виброзащиты водителя и пассажиров весьма актуальны.

На таких ТС используются специальные шины, осуществляется подрессоривание кабины и сидений, однако это не обеспечивает необходимой защиты, особенно при движении ТС по неровной дороге.

Несомненно, решением данной проблемы является установка дополнительного подрессоривания, в том числе внутри колесного движителя.

Известна конструкция [1] колеса с внутренним подрессориванием (КВП) для повышения плавности хода ТС. Основными параметрами конструкции, влияющими на плавность хода ТС, являются коэффициент нормальной жесткости и коэффициент демпфирования. На настоящий момент упругие свойства КВП и традиционного колеса с пневматической шиной изучены достаточно глубоко [2, 3]. В то же время сведения о демпфирующих свойствах упомянутых колес практически отсутствуют, что вызывает необходимость их исследования.

Демпфирующие свойства колесного движителя определяют его свойство как элемента колебательной системы ТС, гасящего динамические нагрузки. Это свойство должно быть согласовано с амортизационными возможностями рессор и других элементов подвески для получения оптимального решения общей системы подрессоривания ТС при заданных массовых, скоростных и размерных его характеристиках. Однако на практике подобное согласование часто не проводится, и демпфирующие свойства элементов системы подрессоривания оцениваются отдельно.

Для оценки демпфирующих свойств разработаны различные методы. Например, в работе [4] предложено определять демпфирующие свойства с помощью эллиптически-степенной модели. Данная модель устанавливает связь между площадью петли гистерезиса характеристики радиальной упругости, например, шины и ее силы неупругого сопротивления. Сила неупругого сопротивления в этом случае определяется с помощью степенной зависимости ширины петли характеристики упругости от максимальной деформации.

Данный метод позволяет оценивать неупругое сопротивление элементов системы подрессоривания ТС только в случае, когда характеристика упругости элемента имеет классический вид (вид эллипса). При оценке демпфирующих свойств КВП и его упругого элемента использовать данный метод невозможно, так как характеристика упругости внутреннего подрессоривания колеса имеет неклассический вид петли гистерезиса. Поэтому демпфирующие свойства КВП предлагается оценивать показателями, характеризующими влияние шин и КВП на работу подвески ТС. Такими показателями могут служить суммарные амплитуда и частота свободных колебаний кузова при движении ТС по ровной дороге с заданной скоростью и последующим проездом через одиночное препятствие. Преимуществом такого способа является возможность непосредственной оценки влияния демпфирующих свойств элементов системы подрессоривания на работу ТС.

Кроме того, в отличие от наблюдения энергетических потерь по характеристикам радиальной упругости шин при статических испытаниях динамические испытания позволяют непосредственно наблюдать эффект поглощения энергии шинами в

[1] Научно-исследовательская работа выполняется в рамках Государственного задания №01201460298 «Разработка основ теории колесных движителей с внутренним подрессориванием».

виде погашения колебаний массы, опирающейся на шину как на упругий элемент.

Для изучения в лабораторных условиях поведения шины в процессе колебаний установленной на ней массы разработан и изготовлен универсальный стенд для исследования упругих и демпфирующих свойств колесных движителей [2].

Коэффициенты демпфирования традиционных автомобильных колес и КВП определяли по кривым свободных затухающих колебаний масс, сосредоточенных на колесе. Кривые записывались в результате сбрасывания рамы стенда после ее подъема на величину деформации шины колеса. К раме поочередно жестко крепили традиционное автомобильное колесо, КВП в сборе с пневматической шиной, упругий элемент КВП. Виброграммы свободных затухающих колебаний фиксировались ЭВМ с помощью системы сбора данных PCD-300B в виде зависимости вертикальных перемещений Z от времени t. Вертикальные перемещения рамы стенда измеряли с помощью датчика перемещений DTJ-A-200.

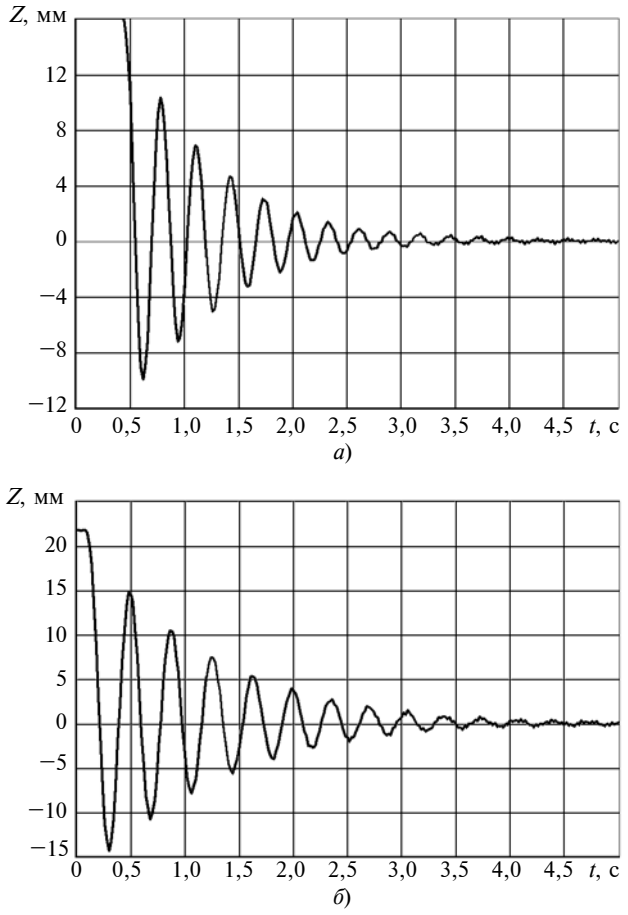


Рис. 1. Кривые свободных затухающих колебаний рамы стенда при давлении воздуха в шине $p_в$ = 0,20 МПа:

а — на пневматической шине КАМА — 205 175/70 R13; *б* — на колесе с внутренним подрессориванием в сборе с той же шиной

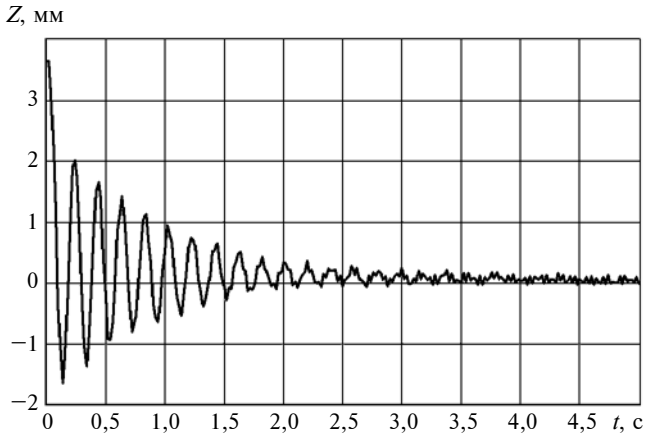


Рис. 2. Кривая свободных затухающих колебаний рамы стенда с упругим элементом КВП

На рис. 1 приведены кривые свободных затухающих колебаний, полученные при сбрасывании рамы стенда с установленными традиционным автомобильным колесом (рис. 1, *а*) и с колесом с внутренним подрессориванием (рис. 1, *б*), а на рис. 2 — с упругим элементом КВП. Демпфирующие свойства традиционного автомобильного колеса и КВП исследовали в сборе с пневматической шиной КАМА — 205 175/70 R13 при внутреннем давлении воздуха в шине $p_в$ = 0,20 МПа.

Коэффициенты демпфирования пневматической шины, КВП и упругого элемента КВП определяли по формуле, используемой в теории колебаний ТС:

$$\eta = \frac{2\ln\left(\frac{A_i}{A_{i+2}}\right) I}{T}, \text{ Н} \cdot \text{с/м},$$

где A_i и A_{i+2} — амплитуды соседних колебаний, мм; T — период свободных затухающих колебаний, с; I — момент инерции рамы стенда, Н · м · с^2.

Момент инерции рамы стенда определяли по методике, приведенной в работе [5]. С этой целью под свободный конец рамы устанавливали специально подобранные пружины, каждая из которых имела линейную характеристику упругости и коэффициент нормальной жесткости $c_{пр}$ = 14,63 кН/м. Изменение свободных затухающих колебаний рамы стенда на пружинах во времени показано на рис. 3. По полученной кривой определяли период $T_{пр}$ свободных затухающих колебаний рамы стенда на пружинах, как отношение времени t к числу полных колебаний за это время. За время t = 25 с (в интервале t = 2÷27 с) рама стенда совершила 92 колебания на пружине, следовательно, $T_{пр}$ = 0,27 с.

Момент инерции рамы стенда определяется выражением:

$$I = \frac{c_{пр} l^2 T_{пр}^2}{4\pi^2}, \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2,$$

где $c_{пр}$ — коэффициент нормальной жесткости пружин, Н/м; l — расстояние от оси качания рамы стенда до оси пружин, м; $T_{пр}$ — период свободных затухающих колебаний рамы стенда на пружинах, с.

Результаты, полученные после обработки экспериментальных кривых свободных затухающих колебаний, приведены в таблице.

На рис. 4 представлено обобщение результатов проведенных динамических экспериментальных исследований демпфирующих свойств традиционного колеса с пневматической шиной КАМА — 205 175/70 R13 и КВП в сборе с этой же шиной.

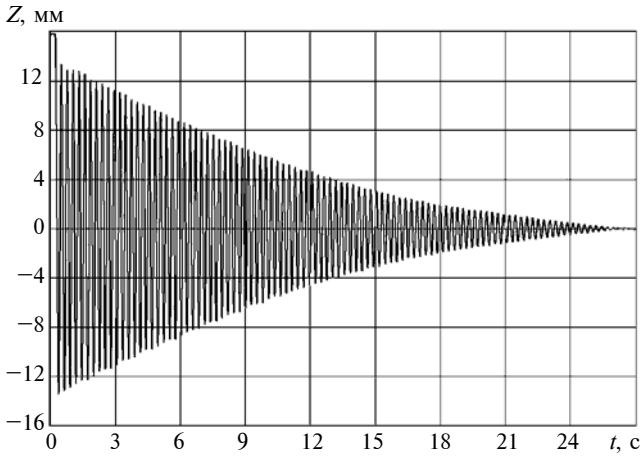


Рис. 3. Кривая свободных затухающих колебаний рамы стенда на пружинах

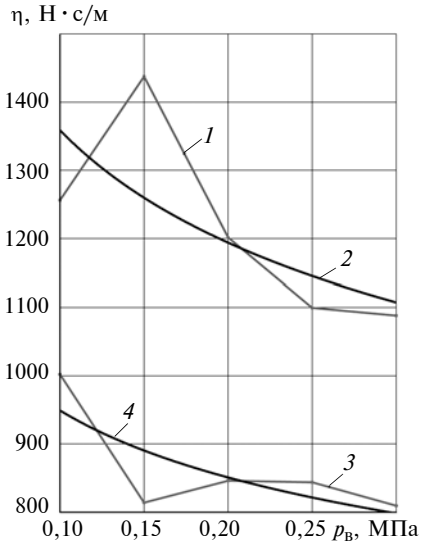


Рис. 4. Экспериментальные (*1* и *3*) и обобщенные (*2* и *4*) зависимости коэффициентов демпфирования традиционного колеса с пневматической шиной КАМА — 205 175/70 R13 (*1* и *2*) и КВП в сборе с той же шиной (*3* и *4*) от давления $p_в$ воздуха в шине

Результаты обработки кривых свободных затухающих колебаний

Параметр	$p_в$, МПа	Значение параметра
Коэффициент демпфирования пневматической шины КАМА — 205 175/70 R13 $\eta_ш$, Н · с/м	0,10 0,15 0,20 0,25 0,30	1256 1437 1201 1099 1088
Коэффициент демпфирования упругого элемента колеса с внутренним подрессориванием $\eta_в$, Н · с/м	—	1035
Коэффициент демпфирования колеса с внутренним подрессориванием в сборе с пневматической шиной КАМА — 204 175/70 R13 $\eta_{КВП}$, Н · с/м	0,10 0,15 0,20 0,25 0,30	1002 814 846 844 810
Момент инерции рамы стенда I, Н · м · с^2	—	486

Анализ показал, что с увеличением давления $p_в$ воздуха в шине уменьшается коэффициент неупругого сопротивления как традиционного колеса, содержащего стандартную шину, так и КВП, что в полной мере согласуется с физическим процессом формирования неупругого сопротивления.

Вместе с тем согласно рис. 4 коэффициент демпфирования КВП (линии *3* и *4*) меньше на 28÷30 %, чем традиционного колеса (линии *1* и *2*), и эта разница сохраняется на всем периоде варьирования давления воздуха в шине $p_в$ = 0,1÷0,3 МПа.

Проведенные экспериментальные исследования позволили оценить влияние внутреннего подрессоривания колеса на его демпфирующие свойства, а также получить численные значения параметров натурных образцов элементов системы подрессоривания ТС. Полученные параметры необходимы для проведения теоретических исследований колебательной системы ТС, оснащенного КВП, а также для поиска оптимальных параметров внутреннего подрессоривания колес при проектировании.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 2524269 Рос. Федерация:** МПК B60B 9/26. Колесо с внутренним подрессориванием.
2. **Манфановский С. Б., Енаев А. А.** Колесный движитель с внутренним подрессориванием и его характеристики // Вестник машиностроения. 2015. № 10. С. 8—11.
3. **Мазур В. В.** Повышение плавности хода автотранспортных средств внутренним подрессориванием колес: Дис. ... канд. техн. наук. Братск. 2004. 151 с.
4. **Яценко Н. Н.** Поглощающая и сглаживающая способность шин. М.: Машиностроение, 1978. 132 с.
5. **Енаев А. А.** Основы теории колебаний автомобиля при торможении и ее приложения. М.: Машиностроение, 2002. 341 с.

УДК 539.43

М. Х. САБИТОВ, канд. техн. наук, С. И. ПОНИКАРОВ, д-р техн. наук (Казанский национальный исследовательский технологический университет), e-mail: mh_post@mail.ru

Упругая приспособляемость элементов оборудования, работающего под давлением

Рассмотрено определение предельной нагрузки из условия приспособляемости конструкции к циклическому нагружению с использованием теоремы Мелана и численного метода конечных элементов в оболочечной постановке. На примере цилиндрического сосуда с патрубком, нагруженного циклическим внутренним давлением, показаны особенности построения конечно-элементной модели и алгоритм решения задачи.

Ключевые слова: цилиндрический сосуд, патрубок, внутреннее давление, упругая приспособляемость, предельная нагрузка, конечно-элементный анализ.

The determination of limit load from the condition of adaptability of a structure to cyclic loading using Melan's theorem and numerical finite element method in shell-type formulation is considered. On the example of cylindrical vessel with a branch pipe, loaded by cyclic internal pressure, the features of construction of a finite element model and problem resolve algorithm are shown.

Keywords: cylindrical vessel, branch pipe, internal pressure, elastic adaptability, limit load, finite element analysis.

Термин приспособляемость (shakedown) применительно к конструкциям, подвергаемым циклическому нагружению, введен в механике твердого тела Меланом в 1936 г. с использованием одноименной теоремы: "Конструкция приспособится, если может быть найдено такое, не зависящее от времени, поле остаточных напряжений, при которых конструкция находится в равновесии (в предположении идеальной пластичности материала), что в сумме с полем упругих расчетных напряжений получаем систему напряжений внутри границы пластичности" [1]. Практическое применение теории приспособляемости ограничивалось возможностями аналитических методов решения задач механики твердого деформируемого тела. В последнее время в связи с расширением возможностей численного моделирования теория приспособляемости находит все более широкое применение.

Обзор зарубежных публикаций, касающихся применения теории приспособляемости к расчету различных инженерных систем, дан в работах [2—4]. В работах [2, 3] описана упрощенная методика определения нижней границы упругой приспособляемости при одно- и двухпараметрическом силовом нагружении элементов конструкций. В работе [4] приведена схема расчета при термомеханическом нагружении.

Представим более общую схему расчета двухпараметрического силового нагружения из работы [2] применительно к сосудам, работающим под давлением.

Рассматриваем сосуд цилиндрической формы с радиальным патрубком, нагруженный внутренним статическим давлением. К торцу патрубка приложен циклический изгибающий момент в плоскости сечения оболочек. Проводим два расчета методом конечных элементов (МКЭ).

Сначала проводим упругий расчет с сохранением результата, состоящий из одного шага: прикладывается нагрузка, которая при эксплуатации изменяется циклически (изгибающий момент); статическая нагрузка (внутреннее давление) не прикладывается. Циклическая нагрузка (справочный момент $M_{\text{сп}}$) прикладывается монотонно и упруго деформирует конструкцию.

Второй расчет — упругопластический: прикладываются обе нагрузки — и статическая, и циклическая — в двух последовательных шагах нагружения. Статическая нагрузка — внутреннее давление (первый шаг нагружения) вызывает в конструкции только упругие деформации. Циклическая нагрузка (момент M_i) прикладывается на втором шаге нагружения, вызывая в конструкции деформации, превышающие начальную пластическую деформацию материала. Для каждого шага приложения момента M_i вычисляются компоненты напряжения разгрузки $\sigma_{\text{раз}}$ по уравнению:

$$\sigma_{\text{раз}_i} = \sigma_{ELPL_i} - \sigma_E(M_i/M_{\text{сп}}), \qquad (1)$$

где σ_{ELPL_i} — компоненты напряжений упругопластического решения на i-м шаге; σ_E — компоненты напряжений упругого решения.

Компоненты напряжений упругого и упругопластического решений выводятся во всех точках интегрирования сетки конечных элементов. Таким образом, с использованием уравнения (1) для каждого компонента напряженного состояния вычисляют напряжения разгрузки: $\sigma_{\text{раз}_{xi}}$, $\sigma_{\text{раз}_{yi}}$, $\sigma_{\text{раз}_{zi}}$, $\tau_{\text{раз}_{xyi}}$, $\tau_{\text{раз}_{yzi}}$, $\tau_{\text{раз}_{zxi}}$. Затем согласно критерия текучести Мизеса вычисляют эквивалентные напряжения разгрузки:

$$\sigma_{\text{раз.экв}_i} = \frac{1}{\sqrt{2}}\Big[\left(\sigma_{\text{раз}_{xi}} - \sigma_{\text{раз}_{yi}}\right)^2 + \left(\sigma_{\text{раз}_{yi}} - \sigma_{\text{раз}_{zi}}\right)^2 + \left(\sigma_{\text{раз}_{zi}} - \sigma_{\text{раз}_{xi}}\right)^2 + 6\left(\tau^2_{\text{раз}_{xyi}} + \tau^2_{\text{раз}_{yzi}} + \tau^2_{\text{раз}_{zxi}}\right)\Big]^{1/2}.$$

В ходе расчета определяется шаг момента M_i, для которого соответствующее эквивалентное напряжение разгрузки $\sigma_{\text{раз.экв}_i}$ перестает удовлетворять условию текучести Мизеса. Предыдущий шаг момента M_{i-1} принимается за нижний предел предельного момента упругой приспособляемости конструкции, так как соответствующее ему эквивалентное напряжение разгрузки $\sigma_{\text{раз.экв}_{(i-1)}}$ либо равно, либо незначительно меньше начального предела текучести $\sigma_{\text{т}}$. Таким образом, находится нижняя граница приспособляемости Мелана. Вычисленные нагрузки M_i и M_{i-1} будут соответственно выше и ниже предельного момента приспособляемости конструкции, при этом увеличение числа шагов приложения момента приводит к более точному определению предельной нагрузки приспособляемости.

Упрощенная методика также позволяет без проведения циклических упругопластических расчетов ответить на вопрос, что будет иметь место после пересечения найденной границы упругой приспособляемости — знакопеременная пластичность или одностороннее накопление пластических деформаций. Для проверки отклика знакопеременной пластичности проводят расчет двух циклов нагружения. В первом цикле определяют, на каком шаге приложения нагрузки расчетное эквивалентное напряжение разгрузки $\sigma_{\text{раз.экв}_i}$ превысит расчетный предел текучести $\sigma_{\text{т}}$. Во втором цикле нагружения находят тот же шаг нагрузки в упругопластическом решении для тех же точек интегрирования и определяют их эквивалентные напряжения. Если эквивалентные напряжения в тех же точках интегрирования равны пределу текучести $\sigma_{\text{т}}$, то имеет место знакопеременная пластичность. Если во втором цикле эквивалентное напряжение меньше предела текучести, а другие элементы и другие точки интегрирования переходят в состояние текучести, то будет происходить накопление пластических деформаций.

Очевидно, описанная методика применима и для более простого, однопараметрического циклического нагружения только внутренним давлением. Для этого выражение (1) запишем в виде:

$$\sigma_{\text{раз}_i} = \sigma_{ELPL_i} - \sigma_E(p_i/p_{\text{сп}}), \qquad (2)$$

где $p_{\text{сп}}$ — справочное давление, при котором получаются компоненты напряжений σ_E упругого решения.

Расчетный предел текучести $\sigma_{\text{т}}$ определяется по стандартизованным характеристиками сталей ($\sigma_{0,2}$, $\sigma_{\text{в}}$, δ_5, $\psi_{\text{к}}$) [5], диаграмма деформирования стали задается моделью идеально пластичного материала.

Расчет по упрощенной методике проводится с использованием оболочечной модели цилиндрической обечайки с патрубком (рис. 1). В случае

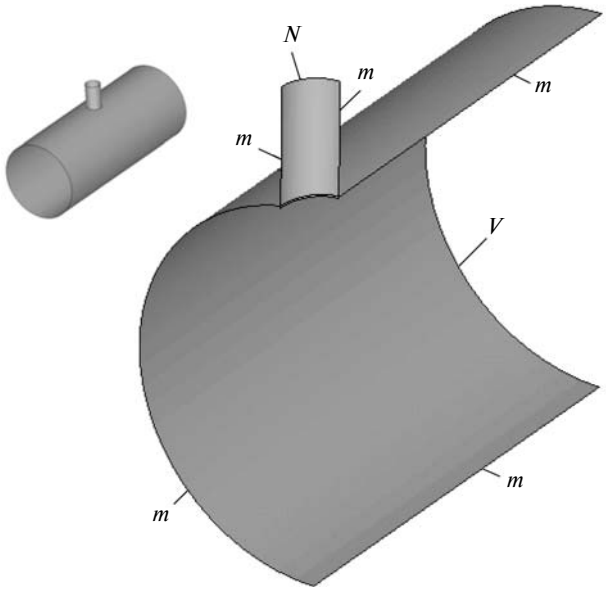


Рис. 1. Модель цилиндрической обечайки с патрубком

однопараметрического циклического нагружения внутренним давлением достаточно использовать модель, представляющую собой одну четвертую часть конструкции. В продольном и поперечном сечениях симметрии модели (линии m) перемещения узлов оболочечных элементов в направлениях, нормальных к сечениям, а также поворот узлов вокруг координатных осей, лежащих в плоскости симметрии, задают равными нулю.

К внутренним поверхностям всех элементов прикладывают внутреннее давление, к торцам обечайки (V) и патрубка (N) прикладывают пропорционально внутреннему давлению соответствующие осевые распределенные нагрузки, отнесенные к толщине стенки оболочки.

Расчет проводят по вышеописанной схеме. На первом этапе получают компоненты напряжений σ_E упругого решения для всех узлов оболочечной модели при давлении $p_{\text{сп}} = 0{,}1[p]$, где параметр $[p]$ — допускаемое внутреннее давление из условия статической прочности обечайки с патрубком по нормам на укрепление отверстий [6]. На втором этапе, начиная с давления $p_{\text{сп}}$, конструкция нагружается до внутреннего давления $[p]$ пошагово, число шагов приложения давления выбирают в зависимости от требуемой точности определения предельного давления приспособляемости (в нашем случае число шагов принимали равным 120). На каждом шаге приложения давления программно вычисляются компоненты напряжений разгрузки $\sigma_{\text{раз}_i}$ по уравнению (2) и соответствующие эквивалентные напряжения разгрузки $\sigma_{\text{раз.экв}_i}$. Шаг давления p_i, на котором $\sigma_{\text{раз.экв}_i}$ в каком-либо узле начинает превышать расчетный предел текучести $\sigma_{\text{т}}$, соответствует пересечению границы упругой приспособля-

емости. Значение давления p_{i-1} на предыдущем шаге является искомым предельным давлением приспособляемости конструкции.

Следующий фактор, имеющий существенное значение при определении предельного давления приспособляемости рассматриваемой конструкции с использованием оболочечной расчетной схемы, — это параметры сетки конечных элементов в области пересечения патрубка с обечайкой. В работе [2] авторы "ушли" от данной проблемы, используя скругление области пересечения с плавным переходом между толщинами обечайки и патрубка. Однако как показал проведенный сравнительный анализ, адекватное решение можно получить и без усложнения модели.

Для сравнения использовали результаты полного упругопластического расчета той же конструкции с привлечением подмоделирования, приведенные в работе [7]. Дискретизация при более подробном решении осуществлялась трехмерными конечными элементами сплошной среды в форме октаэдров, что позволяет учесть геометрию сварного шва. Свойства стали в подмодели задавали с использованием модели материала с билинейным кинематическим упрочнением. Рассчитывали пять циклов нагружения штуцерного узла внутренним давлением. За предельное давление приспособляемости принимали давление, при котором размах эквивалентных напряжений в наиболее нагруженном сечении одной из оболочек в установившемся режиме циклического нагружения достигал удвоенного предела текучести ($2\sigma_т$).

Сравнительный анализ выявил следующие особенности модели. Исследуемая оболочечная модель (рис. 2, *а*) представляет собой пересечение срединных поверхностей оболочек. Визуализация толщины оболочечных элементов (рис. 2, *б*) приводит к тому, что в месте пересечения отсутствует

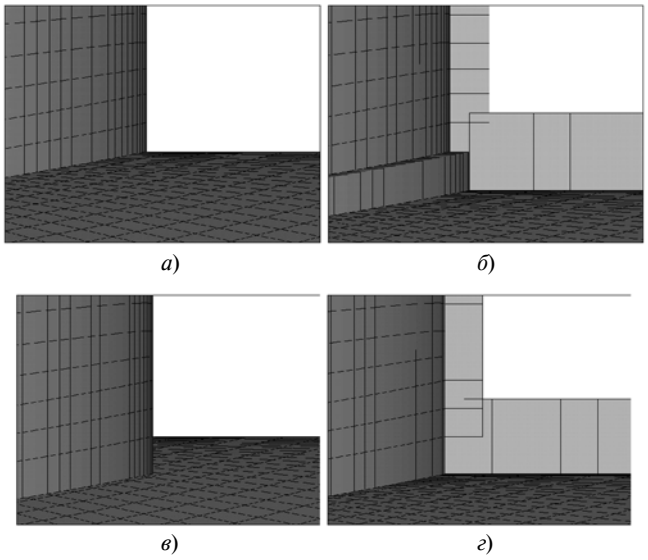


Рис. 2. Моделирование области пересечения оболочек

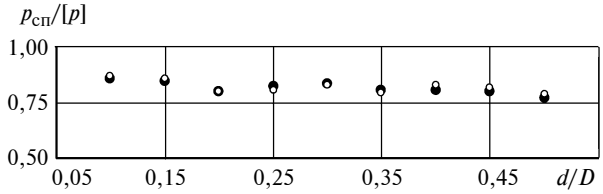


Рис. 3. Результаты расчета по упрощенной методике (○) и решения, приведенного в работе [7] (●)

некоторая часть материала патрубка. Для устранения данного разрыва моделируется пропущенная часть патрубка длиной, равной половине толщины стенки обечайки, и разбивается оболочечными конечными элементами без приложения к ним нагрузок (рис. 2, *в*, *г*). В качестве расчетных элементов следует использовать квадратичные оболочечные элементы с заданием пяти или семи точек интегрирования по толщине стенки. Размер сторон элементов в месте пересечения должен составлять примерно половину толщины стенки соответствующей оболочки.

Лучшее соответствие результатов расчета по оболочечной модели с результатами полного упругопластического расчета, приведенного в работе [7], достигается, если наружная поверхность оболочки пересекает элемент второй оболочки между крайним и средним рядами точек интегрирования элемента. Так как интегрирование в современных программных пакетах проводится с применением квадратурной формулы Гаусса, то для квадратичных элементов пересечение элемента должно осуществляться на расстоянии не более $0{,}77459h$ от середины элемента, где h — половина длины стороны элемента. Пример такого пересечения приведен на рис. 2, *г*.

Результаты расчета в относительном виде приведены на рис. 3. Геометрические параметры конструкции: $s/D = 0{,}01$, $d/D = 0{,}1 \div 0{,}5$, $s_1/s = 0{,}375 \div 1{,}0$, где D и s — внутренний диаметр и толщина стенки обечайки (в расчете приняли D = 1600 мм, s = 16 мм); d и s_1 — внутренний диаметр и толщина стенки патрубков штуцеров (приняли с учетом стандартных значений толщин патрубков при условном давлении $p_у$ = 2,5 МПа). Свойства материала в расчете соответствовали стали 20.

Результаты расчета по упрощенной методике, использующей теорему Мелана, хорошо согласуются с результатами полного упругопластического расчета. Найденные значения предельного давления приспособляемости в обоих случаях ниже допускаемого давления $[p]$, определяемого по условию статической прочности обечайки с укрепляемым отверстием, что следует учитывать при проектировании сосудов, нагружаемых циклическим внутренним давлением.

Рассмотренный в статье расчет с использованием теоремы Мелана удобен для определения ниж-

УДК 621.651:621.05.03:621.65.07:62-82

В. Е. БРУНМАН, канд. экон. наук, А. С. ВАТАЕВ, канд. техн. наук,
А. Н. ВОЛКОВ, д-р техн. наук, Е. А. ВОЛКОВ,
А. П. ПЕТКОВА, д-р техн. наук, Ф. И. КОЧАНЖИ, Д. Г. ПЛОТНИКОВ
(Санкт-Петербургский политехнический университет),
e-mail: brunman@yandex.ru

Методы повышения энергоэффективности нефтедобычи штанговыми глубинными насосами при разработке низкодебитных месторождений кустовым способом[1]

Выполнено сравнение КПД балансирного, цепного и разработанного линейно-реечного приводов штангового глубинного насоса. Предложены концепция и математическая модель энергоэффективной системы добычи нефти, использующей кинетическую энергию движущегося вниз штока. Представлены результаты численного моделирования.

Ключевые слова: штанговый глубинный насос, балансирный привод, кинематическая схема, редуктор, станок-качалка, шток, линейно-реечный привод.

The comparison of coefficients of efficiency of beam balance, chain and the developed linear pinion-rack drives of a sucker-rod bore-hole pump is performed. The concept and the mathematical model of an energy efficient oil production system, utilizing the kinetic energy of a moving down stem, are suggested. The results of the numerical modeling are presented.

Keywords: sucker-rod bore-hole pump, beam balance drive, kinematic scheme, reducer, pumping jack, stem, linear pinion-rack drive.

Падение цены на нефть и экономические аспекты обусловливают поиск способов снижения себестоимости добываемой нефти [1, 2]. Одним из критериев экономической эффективности нефтедобычи является отношение затрат электроэнергии W к расчетному объему $Q_н$ добываемого продукта [3]: $W_у = W/Q_н$. Следовательно, повысить эффективность нефтедобычи можно снижением энергопотребления и повышением объема ее добычи.

Сегодня в России большое число разработок приходится на месторождения с низкопродуктивными пластами, что обусловлено низким дебитом скважин ввиду завершающей стадии их разработок. Поэтому для повышения объемов нефтедобычи и снижения экономических издержек их разработка осуществляется кустовым способом [3]. При этом кустовая разработка не является решением проблемы вследствие применения штанговых глубинных насосов (ШГН), в которых в качестве приводов используют балансирные и безбалансирные станки-качалки (С-К), малопригодные в разработке низкодебитных месторождений [1—6].

К недостаткам С-К можно отнести следующее: неудовлетворительные массогабаритные показатели, низкие надежность и КПД, значительные материальные и временные затраты при вводе скважины в эксплуатацию из-за необходимости сооружения фундамента, сложные настройка и регулировка привода в части изменения скорости и чис-

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки РФ. Уникальный идентификатор проекта RFMEFI57815X0132.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 30)

ней границы упругой приспособляемости элементов оборудования без сложных упругопластических расчетов и может найти широкое применение в практике инженерных расчетов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Melan E.** Theorie statisch unbestimmter Systeme aus ideal plastischem Baustoff // Sitzungsbericht der Akademie der Wissenschaften. Wien: Abt. IIa, 145 (1936). 195—218.
2. **Abdalla H. F.** Shakedown Limit Load Determination of a Cylindrical Vessel—Nozzle Intersection Subjected to Steady Internal Pressures and Cyclic In-Plane Bending Moments // ASME J. Pressure Vessel Technol. 2014. V. 136. № 5. P. 051602.
3. **Abdalla H. F., Megahed M. M., Younan M. Y.** A simplified technique for shakedown limit load determination // Nuclear Engineering and Design. 2007. V. 237. № 12. P. 1231—1240.
4. **Кураева Я. В., Клебанов Я. М.** Применение метода конечных элементов для оценки нижней границы предела приспособляемости конструкции при одновременном воздействии механических и тепловых нагрузок // Изв. вузов. Сер. "Машиностроение". 2013. № 1. С. 43—49.
5. **Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П.** Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник. М.: Машиностроение, 1985. 244 с.
6. **ГОСТ Р 52857.3—2007.** Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и внешнем давлениях. Расчет на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер. М.: Стандартинформ. 2008. 30 с.
7. **Сабитов М. Х.** Определение ресурса безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением с дефектами швов приварки патрубков штуцеров: Автореф. дис. канд. техн. наук / Казанский гос. технол. ун-т. Казань. 2013. 18 с.

ла двойных ходов полированного штока.

Рассмотрим и проанализируем методы повышения энергоэффективности разработок низкодебитных месторождений.

Анализ существующих методов снижения энергопотребления

Известные способы снижения энергопотребления в данной технике в основном связаны со снижением отдельных потерь в элементах скважинной штанговой насосной установки (СШНУ) [1, 2, 4, 6, 7] (рис. 1).

Потери мощности, вызванные утечками пластовой жидкости в конструктивных элементах насоса и трубах, увеличиваются в результате изнашивания оборудования [1, 9]. Данные потери учитывают с помощью эмпирического коэффициента подачи насоса [1].

Потери, обусловленные статическими и динамическими силами в колонне штанг, зависят от физических свойств добываемого продукта, конструкции скважины, компоновки и режима работы оборудования [1]. Так, при разработке кривых или наклонных скважин существенно возрастают потери из-за трения штанги о стенки подъемных труб. При откачке высоковязких жидкостей имеют место потери из-за гидродинамического трения [1, 3, 6—10]. При откачке высокопарафинистой нефти или жидкости с большим содержанием абразивных элементов возникают значительные силы трения в результате взаимодействия плунжера и стенки цилиндра.

Потери, вызванные динамическими процессами, в основном обусловлены колебаниями в колонне штанг, возникающими в результате ударного воздействия на плунжер и снятия гидростатической нагрузки, трибологическими процессами между штангой и жидкостью, возникновением гидравлического сопротивления, вызванного перепадом давлений в нагнетательном клапане при движении жидкости.

Оценка указанных потерь весьма затруднительна и требует учета условия эксплуатации и свойств добываемого продукта. Поэтому их также учитывают с помощью эмпирических коэффициентов [4—6].

Таким образом, снижение выше перечисленных потерь можно добиться своевременным ремонтом скважин, использованием качественного оборудования с более высоким сроком службы, так как ШГН является незаменяемым оборудованием, контролем скважин в ходе бурения для минимизации искривления ствола скважины.

Ввиду сложности оценки рассмотренных выше потерь и их зависимости от состояния оборудования, свойств пластовой жидкости и других факторов, носящих стохастический характер, анализ повышения энергоэффективности будем проводить в предположении, что данные потери малы и на энергоэффективность нефтедобычи влияют незначительно.

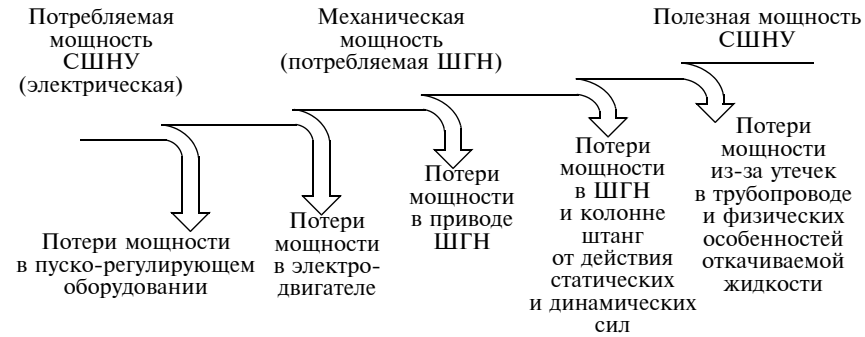


Рис. 1. Энергетическая диаграмма работы СШНУ

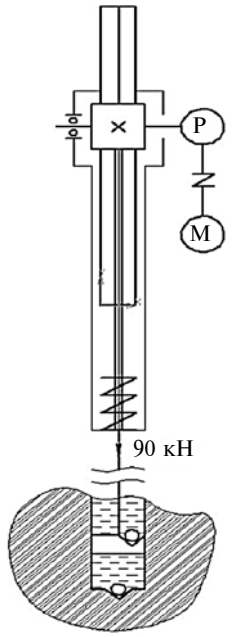


Рис. 2. Кинематическая схема разработанного привода ШГН

Будем сравнивать три типа приводов ШГН: с балансирным С-К, цепной вертикальный (производства РНТЦ ВНИИнефть) [14] и разработанный линейный с системой "рейка — зубчатое колесо"; кинематическая схема последнего представлена на рис. 2.

Потери мощности в приводе ШГН существенно зависят от его конструкции и кинематической схемы [12], КПД равен произведению КПД его составляющих.

В состав балансирного С-К входят [13]: механическая муфта (ММ); клиноременная передача (КРП); трехступенчатый редуктор, состоящий из трех пар цилиндрических зубчатых колес на подшипниках качения (ПК); кривошипно-шатунный механизм (КШМ), состоящий из пар скольжения шатун—балансир, шатун—кривошип; балансир, расположенный на паре подшипников скольжения (ПС).

КПД балансирного С-К имеет вид [11, 12]:

$$\eta_{С\text{-}К} = \eta_{ММ}\eta_{КРП} \times$$
$$\times (\eta_{ПК}\eta_{ЦЗП})^{k}\eta_{КШМ}\eta_{ПС}, \quad (1)$$

где $\eta_{ММ}$ — КПД механической муфты; $\eta_{КРП}$ — КПД клиноременной передачи; $\eta_{ПК}$ — КПД подшипников качения; $\eta_{ЦЗП}$ — КПД цилиндрической зубчатой передачи; k — число ступеней редуктора; $\eta_{КШМ}$ — КПД кривошипно-шатунного механизма; $\eta_{ПС}$ — КПД подшипников скольжения (пары скольжения).

По формуле (1), используя средние значения КПД составляющих привода [11], получим $\eta_{С\text{-}К}$ = 0,81, что соответствует справочным данными [1, 10].

Цепной привод [14] включает в себя ММ, одноступенчатый редуктор, цепную передачу (ЦП), пару трения "направляющий элемент — каретка", два ПК, являющихся опорой ведущего шкива. Следовательно, получим формулу

$$\eta_{ЦС} = \eta_{ММ}(\eta_{ПК}\eta_{ЦЗП})^{К} \times$$
$$\times \eta_{ЦП}\eta_{ПС}\eta_{ПК}, \quad (2)$$

где $\eta_{ЦП}$ = 0,92 — КПД цепной передачи открытого исполнения.

Тогда по формуле (2) $\eta_{ЦС}$ = = 0,847.

Линейный реечный привод включает в себя конический редуктор KAZ-97 (фирма SEW EURODRIVE), систему "рейка — зубчатое колесо", опирающуюся на ПК, подшипник редуктора.

Формула КПД данного привода имеет вид:

$$\eta_{ЛРП} = \eta_{КР}\eta_{ПК}\eta_{ЦШ}, \quad (3)$$

где $\eta_{КР}$ = 0,965 — КПД конического редуктора.

По формуле (3) $\eta_{ЛРП}$ = 0,93.

Таким образом, расчеты показали, что разработанный линейный реечный привод имеет наибольший КПД. Его компактность и возможность установки непосредственно на устье скважины позволяют снизить эксплуатационные затраты и срок ввода в эксплуатацию, что также повышает экономичность добычи.

Анализ способов снижения потребления электроэнергии

Потребляемую приводом электроэнергию можно рассчитать по формуле

$$P_1 = mU_ф I_ф \cos\varphi, \quad (4)$$

где m — число фаз питающей сети; $U_ф$ — действующее фазное напряжение; $I_ф$ — действующая сила фазного тока; $\cos\varphi$ — коэффициент мощности.

Из формулы (5) видно, что на потребление существенно влияет коэффициент мощности. Известно, что при работе С-К возникают существенные колебания потребляемой мощности [1—10]. В работе [4] отмечается, что потребляемая приводным электродвигателем мощность за один цикл работы насоса изменяется в 7 раз. Так как в качестве приводного двигателя используются асинхронные двигателя с короткозамкнутым ротором, изменение нагрузки приводит не только к значительным перепадам напряжения в энергосистеме, но и к резкому изменению коэффициента мощности двигателя, а также к его температурным и механическим перегрузкам. Поэтому двигатель выбирают, как правило, с несколько завышенной мощностью. Это снижает средние значения КПД двигателя и коэффициент мощности, что приводит к дополнительным потерям энергии в питающих кабелях, обусловленным реактивными токами.

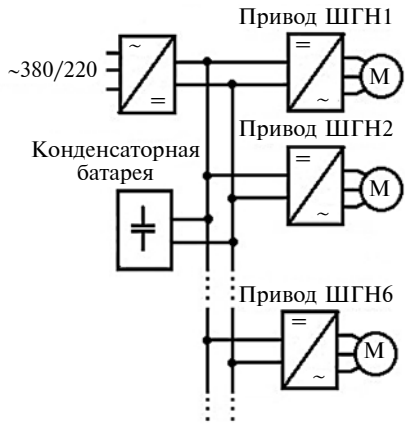


Рис. 3. Схема системы приводов ШГН с линейно-реечным приводом для разработки месторождения кустовым способом

Применение таких реверсивных приводов, как линейно-реечный и цепной, приводит к дополнительным потерям в двигателе и пускорегулирующем оборудовании при его пуске. Для устранения этого необходимо использовать преобразователи частоты с энергоэффективными алгоритмами управления двигателем.

Кроме частотного управления можно использовать кинетическую энергию движущегося вниз штока при подъеме нефти [2, 4, 15]. При движении штока вниз приводной двигатель переводится в генераторный режим. Приводы ШГН при кустовой разработке соединены звеном постоянного тока, к которому подключена конденсаторная батарея большой емкости, в результате чего кинетическая энергия штока заряжает конденсаторную батарею. Микропроцессорная система управления, подбирающая интенсивность откачки для каждого насоса, регулирует расход запасенной энергия на подъем нефти, что позволяет экономичнее расходовать электроэнергию. Схема данной системы представлена на рис. 3.

Рассмотрим математическую модель системы приводов ШГН с линейно-реечным приводом.

Приняты следующие допущения:

потери в клапанном аппарате ШГН из-за возникновения сил вязкого трения, трения штанг о колонну насосно-компрессорных труб, динамических сил и вибраций малы;

входной преобразователь и привод ШГН считаем управляемыми идеальными источниками тока;

потребляемая СШНУ активная мощность в текущем времени подчиняется зависимости

$$P_n(t) = \\ = A_{P_{mn}} \sin\left(2\pi \frac{t}{T_n} + \varphi_{n0}\right) + P_{0n},$$

где $A_{P_{mn}}$ — амплитуда переменной составляющей мощности; P_{0n} — постоянная составляющая мощности; T_n — время откачки; φ_n — начальная фаза; индекс "n" — номер СШНУ;

подключение СШНУ осуществляется после полной зарядки конденсаторной батареи до напряжения 560 В (напряжение на выходе выпрямителя, подключенного к трехфазной сети 380/220 В).

Задачей является подбор потребляемой активной мощности сети, при которой среднее значение напряжения на конденсаторе будет постоянным (при повышении данного напряжения мощность избыточная и расходуется на зарядку конденсаторной батареи, при понижении напряжения мощность будет недостаточной и батарея будет разряжаться).

Расчетная схема системы приводов ШГН с линейно-реечным приводом представлена на рис. 4.

Сила тока в сети рассчитывается по формуле

$$I_{\text{с}} = \frac{P_{\text{с}}}{U_C(t)},$$

где $P_{\text{с}}$ — потребления мощность.

Сила тока, потребляемого n-м приводом СШНУ, определяется выражением

$$I_{Kn}(t) = \frac{P_n(t)}{U_C(t)}.$$

Дифференциальное уравнение, описывающее изменение напряжения на конденсаторе при подключении N качалок, имеет вид:

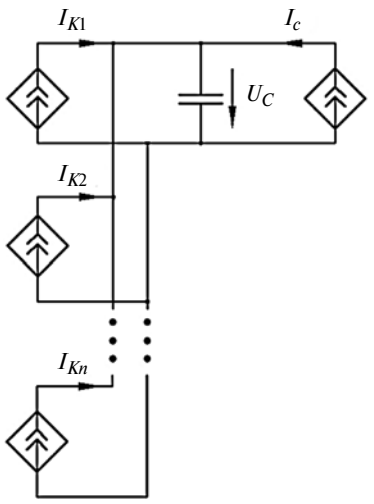


Рис. 4. Расчетная схема системы приводов ШГН с линейно-реечным приводом:
U_C — напряжение на конденсаторной батарее; $I_{\text{с}}$ — потребляемый из сети ток на выходе входного преобразователя; I_C — ток заряда-разряда конденсаторной батареи; $I_{K1}...I_{Kn}$ — токи, потребляемые приводами СШНУ (сила тока на входе инвертора преобразователя частоты)

$$C\frac{\mathrm{d}U_C(t)}{\mathrm{d}t} = \\ = \frac{P_{\text{с}}}{U_C(t)} - \sum_{n=1}^{N} \frac{P_n(t)}{U_C(t)} = \\ = \frac{P_{\text{с}}}{U_C(t)} - \sum_{n=1}^{N} \frac{P_{0n}}{U_C(t)} - \\ - \sum_{n=1}^{N} \frac{P_m \sin\left(2\pi \frac{t}{T_n} + \varphi_{0n}\right)}{U_C(t)}. \quad (5)$$

Так как подключение приводов СШНУ осуществляется после полного заряда конденсаторной батареи, начальное условие имеет вид:

$$U_C(t)|_{t=0} = U_{\text{к}0}, \quad (6)$$

где $U_{\text{к}0}$ — номинальное напряжение на конденсаторе при заряженной конденсаторной батарее.

Решение дифференциального уравнения (5) с учетом условия (6) после соответствующих преобразований имеет вид:

$$U_C(t) = \\ = \sqrt{U_{\text{к}0}^2 + \frac{2\left(P_{\text{с}} - \sum_{n=1}^{N} P_{0n}\right)}{C} t - \\ - \sum_{n=1}^{N} \frac{2T_n P_{mn}}{\pi C} \sin\left(\frac{\pi t}{T_n} + \varphi_n\right) \times \\ \times \sin\left(\frac{\pi t}{T_n}\right)}. \quad (7)$$

Анализ выражения (7) показал, что, чтобы среднее значение напряжения было постоянным, необходимо выполнение равенства

$$P_{\text{с}} = \sum_{n=1}^{N} P_{0n}. \quad (8)$$

Минимальное напряжение на конденсаторной батарее при выполнении равенства (8) зависит от емкости батареи, времени откачки и периодической составляющей потребляемой мощности:

$$U_{C\min} = \sqrt{U_{\text{к}0}^2 - \sum_{n=1}^{N} \frac{2T_n P_{mn}}{\pi C}}.$$

Максимальная сила тока в сети

$$I_{\text{с max}} = \frac{P_{\text{с}}}{U_{C\min}} = \\ = \frac{P_{\text{с}}}{\sqrt{U_{\text{к}0}^2 - \sum_{n=1}^{N} \frac{2T_n P_{mn}}{\pi C}}}.$$

Расчеты, проведенные при подключении одного привода СШНУ с максимальной потребляемой мощностью 20 кВт и генерируемой при движении штанг вниз мощностью 7,5 кВт с временем откачивания 12 с, показали, что подключение конденсаторной батареи суммарной емкостью 3 Ф позволяет снизить энергопотребление с 20 до 6,25 кВт, т. е. в 3 раза. При этом полностью отсутствуют перепады мощности. Пиковые значения потребляемого из сети тока снизились с 40 до 18 А, т. е. практически в 2 раза.

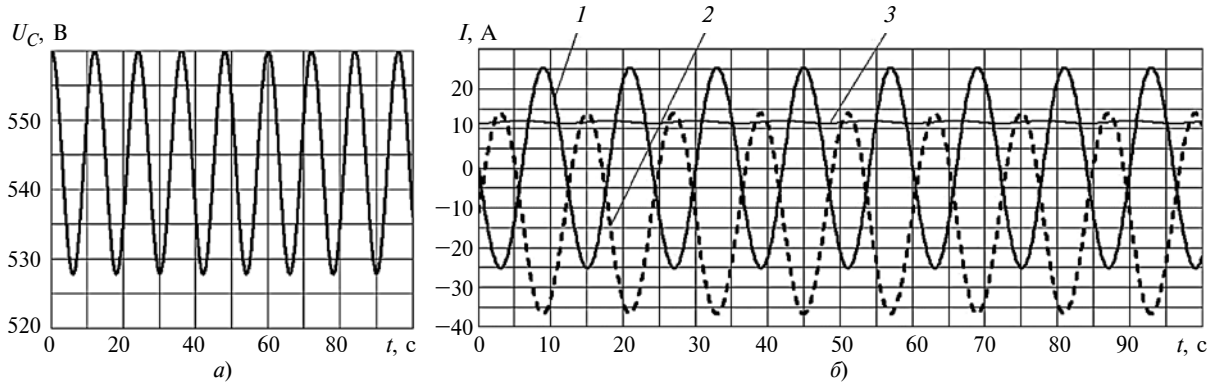


Рис. 5. Диаграммы напряжения на конденсаторной батарее (*а*) и расчетные токи (*б*): заряда-разряда конденсаторной батареи (*1*), потребляемые насосной установкой (на входе инвертора преобразователя частоты) (*2*) и из сети (на выходе входного преобразователя) (*3*)

Минимальное напряжение на конденсаторной батарее составило 527,8 В, а максимальное потребляемого из сети тока — 11,8 А.

Расчетные зависимости силы тока и напряжения представлены на рис. 5.

Данная расчетная модель была реализована в системе Matlab-Simulink. Результаты расчета полностью совпали.

Аналогичные расчеты для двух приводов СШНУ показали, что применение конденсаторной батареи и регулирование откачки и начального положения штока также позволяют снизить суммарное энергопотребление при кустовой разработке и устранить перепады потребляемой мощности.

Снижение входного тока и потребляемой мощности позволяют не только уменьшить эксплуатационные затраты и энергопотребление по сравнению с одиночными приводами с индивидуальными системами управления, но и уменьшить затраты уменьшением сечения питающих кабелей.

Отсутствие резких перепадов тока и мощности обеспечивают стабильную работу входного трансформатора и дизель-генераторной установки при автономном питании группы приводов СШНУ. При этом мощность данных устройств может быть значительно меньше.

Таким образом, максимальный КПД разработанного на основании механической передачи "рейка — зубчатое колесо" привода составляет 91 %.

Схема подключения приводов СШНУ позволяет запасать кинетическую энергию штока при движении вниз, в 2 раза снизить перепады потребляемого из сети тока, в 3 раза уменьшить пиковую активную мощность и устранить колебания потребляемой мощности, а следовательно, снизить эксплуатационные затраты и энергопотребление системы по сравнению с одиночными приводами с индивидуальными системами управления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Справочник** по добыче нефти / В. В. Андреев, К. Р. Уразаков, В. У. Далимов и др. Под общ. ред. К. Р. Уразакова. М.: ООО Недра Бизнес-Центр, 2000. 374 с.

2. **Бурмакин А. М., Огарков Е. М., Шулаков Н. В.** Низкоскоростной дугостаторный асинхронный двигатель для станков-качалок малодебитных нефтяных скважин // Электромеханические и электромагнитные преобразователи энергии и управляемые электромеханические системы: Сб. науч. тр. IV междунар. науч.-техн. конф. Екатеринбург: УРФУ, 2011. С. 344—348.

3. **Лысенко В. Д., Грайфер В. И.** Разработка малопродуктивных нефтяных месторождений. М.: Недра-Бизнесцентр, 2001. 562 с.

4. **Артыкаева Э. М.** Энергоресурсосберегающее электрооборудование нефтедобывающих установок с плунжерным погружным насосом. Дис. ... канд. техн. наук. Чебоксары: ФГБОУ ВПО ЧГУ им. И.Н. Ульянова, 2012. 21 с.

5. **Силаш А. П.** Добыча и транспорт нефти и газа. Ч. I. Пер. с англ. М.: Недра, 1980. 264 с.

6. **Ивановский В. Н.** Энергетика добычи нефти: основные направления оптимизации энергопотребления // Инженерная практика. 2011. № 6. С. 18—26.

7. **Хакимьянов М. И.** Удельный расход электроэнергии при добыче нефти штанговыми глубиннонасосными установками // Вестник УГАТУ. 2014. Т. 18. № 2. С. 54—60.

8. **Юрчук А. М.** Расчеты в добыче нефти. М. Недра, 1969. 240 с.

9. **Справочное** руководство по проектированию разработки и эксплуатации нефтяных месторождений. Добыча нефти / Под общ. ред. Ш. К. Гиматудинова. М.: Недра, 1983. 455 с.

10. **Технология** и техника добычи нефти: Учебник для вузов / А. Х. Мирзаджанадзе, И. М. Аметов, А. М. Хасаев и др.; под ред. А. Х. Мирзаджанадзе. М.: Недра, 1986. 382 с.

11. **Ваньшин А. И., Печников А. Ф.** Детали машин. Расчет механических передач. СПб.: СПбГУНиПТ, 2003. 140 с.

12. **Теория** механизмов и машин: Учеб для втузов / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов и др.; под ред. К. В. Фролова. М.: Высшая школа, 1998. 498 с.

13. **Архипов К. И., Попов В. И., Попов И. В.** Справочник по станкам-качалкам. Альметьевск: АО Татнефть, 2000. 146 с.

14. **Пат. 98111569/06 Рос. Федерации.** Привод скважинного штангового насоса.

15. **Pat. 11/761.484 US.** Linear Rod Pump Apparatus and Method.

УДК 62-233.3/.9

В. Н. РАЖИКОВ, д-р техн. наук, А. Н. БЕЛЯЕВ (Балтийский ГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д. Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург),
e-mail: AlNikBelyaev@yandex.ru

Учет деформации подшипников сателлитов при проверке геометрических показателей качества зацепления в цилиндрических эвольвентных зубчатых передачах внутреннего зацепления с малой разностью чисел зубьев

Описана проверка геометрических показателей качества зацепления в силовых цилиндрических эвольвентных зубчатых планетарных передачах *K-H-V* с малой разностью чисел зубьев при учете деформации подшипников сателлитов.

Ключевые слова: интерференция вершин, планетарная передача типа *K-H-V*, деформация подшипника.

The check of geometric quality parameters of a gear in drive cylindrical involute tooth planetary gears of *K-H-V* type with small difference in numbers of teeth at taking into account deformations of satellites' bearings, is described.

Keywords: interference of tips, planetary gear of *K-H-V* type, deformation of bearing.

Зубчатую передачу характеризуют геометрические показатели качества зацепления, которые должны быть проверены при расчете. Проверяют, например, отсутствие: подрезания зубьев; заострения вершин зубьев; интерференции зубьев. В данной статье речь пойдет об интерференции зубьев.

Интерференцией зубьев называют явление, состоящее в том, что при рассмотрении теоретической картины зубчатого зацепления часть пространства оказывается занятой одновременно двумя взаимодействующими зубьями.

При изготовлении *слабозагруженной* прецизионной планетарной передачи вида *K-H-V* с малой разностью чисел зубьев, в соответствии с проведенными расчетами[1], интерференция зубьев отсутствует. Для передач такого типа дополнительные проверки геометрических показателей качества во время их работы не требуются. Однако существуют *силовые* планетарные передачи вида *K-H-V*. В них при высоком передаваемом моменте деформация подшипников сателлитов может быть значительной (десятки микрометров), что приведет к существенному изменению межосевого расстояния передачи. В связи с этим возникает необходимость в проведении дополнительного расчета отсутствия интерференции вершин зубьев.

На рисунке, *а* представлена расчетная схема зацепления зубчатого колеса внутреннего зацепления (эпицикла) и сателлита при отсутствии деформации подшипника качения[1]. Обозначим через φ_1 угол поворота сателлита из положения, в котором имеется зацепление в точке *P*, в положение, при котором вершина профиля зуба сателлита попадает в точку *K* пересечения окружностей d_{a1} и d_{a2}. Соответствующий углу φ_1 угол поворота эпицикла $\varphi_2 = \varphi_1 z_1/z_2$, где z_1 и z_2 — числа зубьев соответственно сателлита и эпицикла.

Пересечение вершин зубьев не возникает, если выполняется условие

$$\varphi_2 + \mathrm{inv}\alpha_{tw} - \mathrm{inv}\alpha_{a2} \geq \Phi_2,$$

но

$$\varphi_1 = \Phi_1 + \mathrm{inv}\alpha_{a1} - \mathrm{inv}\alpha_{tw},$$

поэтому

$$(\Phi_1 + \mathrm{inv}\alpha_{a1} - \mathrm{inv}\alpha_{tw})\frac{z_1}{z_2} + \\ + \mathrm{inv}\alpha_{tw} - \mathrm{inv}\alpha_{a2} \geq \Phi_2. \qquad (1)$$

Углы Φ_1, α_{a1}, α_{a2} определяются выражениями[1]:

$$\cos\Phi_1 = \frac{d_{a2}^2 - d_{a1}^2 - 4a_w^2}{4d_{a1}a_w};$$

$$\cos\alpha_{a1} = \frac{d_1\cos\alpha_t}{a_{a1r}};$$

$$\cos\alpha_{a2} = \frac{d_2\cos\alpha_t}{d_{a2r}}.$$

Угол α_{tw} находим по зависимости

$$\cos\alpha_{tw} = \frac{m(z_2 - z_1)}{2a_w}\cos\alpha_t.$$

При возникновении радиальной деформации подшипника межосевое расстояние α_w уменьшается до величины α_{w1} и точка *P* взаимодействия профилей зубьев меняет свое положение, перемещаясь в точку P_1 (рисунок, *б*).

В результате получаем:

$$\cos\alpha_{tw1} = \frac{m(z_2 - z_1)}{2a_{w1}}\cos\alpha_t.$$

Новые значения d_{w1} и d_{w2} при необходимости находим из соотношений:

$$d_{w11} = \frac{2a_{w1}}{z_2 - z_1}z_1;$$

$$d_{w21} = \frac{2a_{w1}}{z_2 - z_1}z_2.$$

[1] **Кудрявцев В. Н.** Планетарные передачи. М.-Л.: Машиностроение, 1986. С. 129, 130.

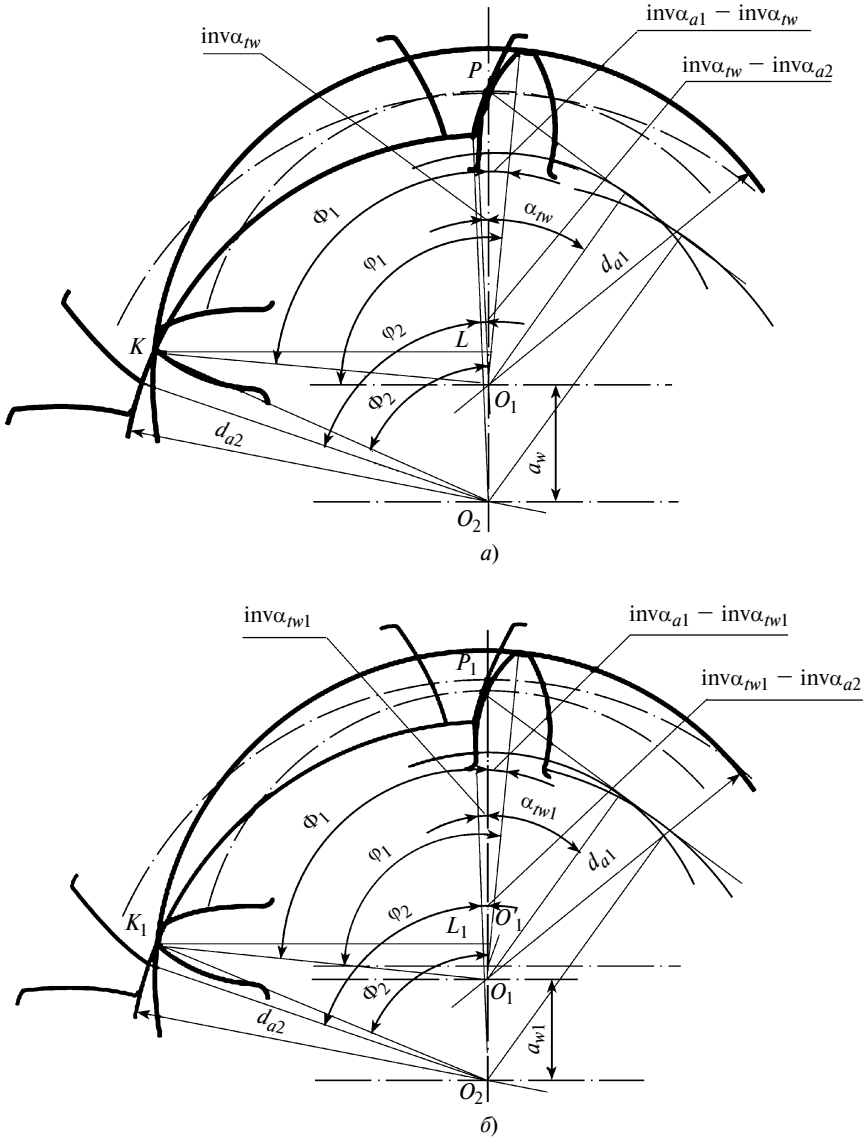


Схема зацепления эпицикла и сателлита при отсутствии (*а*) и наличии (*б*) радиальной деформации подшипника качения сателлита

Обозначив левую часть неравенства (1) как θ_1, получим:

$$\theta_1 = (\Phi_1 + \text{inv}\alpha_{a1} - \text{inv}\alpha_{tw1})\frac{z_1}{z_2} + \\ + \text{inv}\alpha_{tw1} - \text{inv}\alpha_{a2}. \quad (2)$$

Значение угла Φ_2 определим из треугольников $O_1K_1L_1$ и $O_2K_1L_1$:

$$K_1L_1 = \frac{d_{a1}}{2}\sin\Phi_1 = \frac{d_{a2}}{2}\sin\Phi_2,$$

откуда

$$\Phi_2 = \arcsin\left[\frac{d_{a1}}{d_{a2}}\sin\Phi_1\right] = \\ = \arcsin\left[\frac{d_{a1}}{d_{a2}} \times \right. \\ \left. \times \sin\arccos\frac{d_{a2}^2 - d_{a1}^2 - 4a_{w1}^2}{4d_{a1}a_{w1}}\right]. \quad (3)$$

В результате получим, что для предупреждения интерференции вершин зубьев необходимо, чтобы выполнялось условие

$$\theta_1 \geq \Phi_2. \quad (4)$$

Подставляя в формулы (2) и (3) новые значения a_{w1} и α_{tw1}, проверяем отсутствие интерференции вершин.

В качестве примера рассмотрим зубчатую передачу с параметрами: $z_1 = 202$; $z_2 = 206$; модуль передачи $m = 0{,}3$ мм.

Сателлит установлен на роликовый подшипник с габаритными размерами 14 × 29 × 8 мм.

В таблице представлены полученные по формулам (2) и (3) значения углов. Очевидно, что при увеличении передаваемого момента деформация подшипника сателлита увеличивается. Для крутящего момента $M_к = 25$ Н · м деформация достигает таких значений, при которых наблюдается явление интерференции вершин зубьев, т.е. не выполняется условие (4), следовательно, эксплуатация передачи невозможна.

В заключение необходимо еще раз отметить, что для планетарных передач вида *K-H-V* с малой разницей чисел зубьев, работающих при больших нагрузках, необходимо учитывать деформацию подшипников при проверке отсутствия интерференции зубьев. Пренебрегая этим, можно получить неработоспособную передачу. В то же время при позднем обнаружении интерференции в передаче можно устранить это явление доработкой деталей, например подрезанием зубьев — уменьшением диаметра вершин зубьев сателлита и увеличением диаметра вершин зубьев эпицикла.

Крутящий момент на выходном валу, Н · м	Сила, действующая на подшипник сателлита, Н	Деформация подшипника сателлита, мкм	θ_1	Φ_2
5	412,63	3,547	1,2873	1,2866
10	825,25	8,460	1,2850	1,2845
15	1237,88	13,710	1,2825	1,2822
20	1650,51	18,903	1,2800	1,2800
25	2063,14	24,055	1,2775	1,2777

УДК 621.452.3

В. И. БОГДАНОВ, д-р техн. наук (ПАО "НПО "Сатурн", г. Рыбинск), e-mail: bogdanov-vasiliy@yandex.ru

Применение высокоперепадной неохлаждаемой турбины в перспективных ГТД ограниченной мощности

Рассмотрены газодинамические особенности высокоперепадной низкореактивной турбины, неохлаждаемый вариант которой можно использовать в перспективных ГТД ограниченной мощности без заметного ухудшения их массогабаритных показателей и значительном снижении стоимости.

Ключевые слова: ГТД, ТРДД, неохлаждаемая высокоперепадная турбина, массогабаритные показатели.

The gas-dynamic features of choked-flow low-reactive turbine, uncooled variant of which can be used in prospective gas turbine engines with limited power without detectable decrease of their mass-dimensional parameters and significant decrease of their cost, are considered.

Keywords: gas turbine engine, bypass turbofan engine, uncooled choked-flow turbine, mass-dimensional parameters.

Современная тенденция к сокращению числа ступеней компрессора и турбины способствует улучшению массогабаритных характеристик ГТД и снижению их стоимости. Для турбин это возможно при повышении перепада давлений на ступени. Однако при этом необходимо решить ряд проблем, связанных в основном с получением приемлемого КПД.

В настоящее время разработаны высокоперепадные турбины со степенью понижения давления $\pi_т$ = 3,9÷4,5 [1]. Особенности газодинамики этой турбины позволяют дополнительно снизить температуру газа на 80÷100 К в его относительном движении перед лопатками рабочего колеса [2, 3], т. е. получить температуру торможения газа перед рабочим колесом $T^*_{г.рк}$ = 1400 К при неохлаждаемых лопатках. Вследствие трансзвукового режима течения газа в межлопаточных каналах рабочего колеса, КПД турбины этого типа в значительной степени определяется конструктивным исполнением лопаток (особенно их толщиной), которое зависит от системы охлаждения, т. е. неохлаждаемая турбина имеет бóльшие преимущества. Одноступенчатая неохлаждаемая турбина с $\pi_т$ = 4 может заменить двухступенчатую охлаждаемую турбину.

Применение высокоперепадной турбины исследовали для трех типов ГТД: вертолетного РД-600 мощностью до 1100 кВт; двухконтурного турбореактивного двигателя (ТРДД) со степенью двухконтурности m = 0,9 для учебно-тренировочного самолета (УТС) с тягой до 28 кН; ТРДД с m = 5 для регионального пассажирского самолета с тягой 40 кН.

В настоящее время данные типы двигателей классической схемы перед рабочим колесом турбины с охлаждаемыми лопатками имеют в основном $T^*_{г.рк}$ = 1400÷1500 К.

Расчеты вертолетного ГТД [3, 4] показали:

при снижении осредненной степени реактивности с $\rho_{ср}$ = 0,59 до 0,27 температура газа в относительном течении на лопатках рабочего колеса снижается на 6 % от $T^*_{г.рк}$, что составляет 85 К ($T^*_{г.рк}$ = 1400 К). Повышение $T^*_{г.рк}$ без введения системы охлаждения лопаток позволяет повысить мощность и экономичность ГТД;

экономичность турбовального ГТД (типа вертолетного РД-600) с неохлаждаемой турбиной при $T^*_{г.рк}$ = 1400 К соответствует экономичности двигателя с двухступенчатой охлаждаемой турбиной при $T^*_{г.рк}$ = 1530 К. Благодаря снижению потерь в системе охлаждения удельная мощность при таком снижении температуры $T^*_{г.рк}$ уменьшается незначительно, при этом возможно сохранение удельных массогабаритных характеристик путем сокращения числа ступеней турбины и уменьшения размеров переходного канала между турбинами высокого (ТВД) и низкого (ТНД) давлений при увеличенном диаметре ТВД, свойственном высокоперепадным турбинам;

замена двухступенчатой охлаждаемой ТВД одноступенчатой неохлаждаемой турбиной существенно снижает стоимость двигателя.

Результаты исследований подтверждает создание фирмой TURBOMECA объединения SAFRAN вертолетного двигателя "Ардиден-3Ж" с одноступенчатой высокоперепадной ТВД [5]. Благодаря применению монокристаллических рабочих лопаток и при отсутствии системы охлаждения ($T^*_{г.рк}$ = 1450 К) отмечается значительное снижение стоимости двигателя по сравнению с двигателями типа RTM 390 (с охлаждаемой ТВД) при сохранении его высокой экономичности.

Для отечественного двигателя РД-600 целесообразно провести аналогичную замену двухступенчатой ТВД [4]. Однако учитывая большие затраты на создание новой турбины, целесообразнее модернизировать существующий газогенератор вертолетного двигателя ВК-800 мощностью 600 кВт с высокоперепадной неохлаждаемой турбиной. Повысить мощность до 1000 кВт предлагается установкой "нулевой" ступени компрессора, повышением температуры газа и значения $\pi_т$. Основные результаты расчетного исследования — высокая степень унификации газогенератора и простота его конструкции, приведены в работе [4].

Известные ТРДД с тягой 15÷25 кН, предназначенные в основном для УТС, имеют средние параметры (за исключением двигателя F-124): степень повышения давления в компрессоре π_K = 11÷15; температура газа перед рабочим колесом турбины $T^*_{\text{г.рк}}$ = 1400÷1480 К.

Турбины двухвальных (двухкаскадных) двигателей, имеющих охлаждаемые лопатки, в основном двухступенчатые — по одной ступени на каскад.

В работах [6, 7] приведены расчеты одновальных ТРДД с одноступенчатой высокоперепадной неохлаждаемой турбиной. Исследования показали:

удельные характеристики в основном соответствуют классическим схемам ТРДД;

одновальный ТРДД имеет лучшие дроссельные характеристики, снижение удельного расхода топлива достигает 7÷10 %. Известно, что на УТС, имеющих достаточно высокую тяговооруженность, дроссельные режимы работы силовой установки характерны для крейсерского полета.

Некоторое ухудшение динамических (разгонных) характеристик одновальных ТРДД не является критичным для малоразмерных двигателей. По такой схеме выполнены двигатели M53 (SNECMA) и отечественный Р95-300. Созданный в настоящее время научно-технический задел позволяет уменьшить число ступеней компрессора и турбины (одна ступень вентилятора и турбины в рассматриваемом ТРДД) и тем самым улучшить динамические характеристики двигателя. В таком ТРДД (с одноступенчатым вентилятором) можно использовать газогенератор двигателя РД-33, в высокоперепадной турбине которого охлаждаемые рабочие лопатки заменены неохлаждаемыми лопатками [7]. По ТРДД с тягой 40 кН выполнен предварительный расчет конструкции с модернизированным газогенератором двигателя SaM-146 с неохлаждаемыми рабочими лопатками высокоперепадной ТВД [2].

Таким образом, исключение потерь на систему охлаждения без подпорных ступеней вентилятора при π_K = 16 позволяет получить экономичность и массогабаритные характеристики, соответствующие классу современных ТРДД с тягой 40 кН.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Речкоблит А. Я.** Разработка и исследование высокоперепадных одноступенчатых турбин / Под ред. В. А. Скибина, В. И. Солонина и др. // Научный вклад в создание авиационных двигателей. М.: ЦИАМ, 2000. С. 228—231.
2. **Богданов В. И., Венедиктов В. Д., Якубовский К. Я.** О применении неохлаждаемой высокоперепадной турбины в малоразмерных ГТД // Тез. докл. II Междун. техн. конф. молодых ученых и специалистов. Жуковский: ЦАГИ, 2002. С. 40, 41.
3. **Аргова Г. Н., Богданов В. И., Фадин А. А.** Об эффективности применения высокоперепадной неохлаждаемой турбины в малоразмерных ГТД // Вестник РГАТА им. П. А. Соловьева. 2010. № 3 (18). С. 86—89.
4. **Богданов В. И., Якубовский К. Я., Осипов И. В.** Об унифицированном газогенераторе для ГТД мощностью 800...1300 л. с. // Вестник РГАТУ им. П. А. Соловьева. 2011. № 2. С. 85—87.
5. **Иностранные** авиационные двигатели и газотурбинные установки: Справочное издание. Вып. 15. М.: ЦИАМ, 2010. 416 с.
6. **Богданов В. И., Фадин А. А.** Концепция одновального ТРДД с неохлаждаемой высокоперепадной турбиной для беспилотного самолета // Конверсия в машиностроении. 2008. № 2. С. 16—18.
7. **Богданов В. И., Якубовский К. Я.** Концепция одновального ТРДД на базе газогенератора двигателя РД-33 // Авиационная промышленность. 2013. № 1. С. 20—23.

УДК 621.01; 621.81; 621.88

И. И. ВОЯЧЕК, д-р техн. наук, Д. В. КОЧЕТКОВ, канд. техн. наук (Пензенский ГУ), e-mail: voyachek@list.ru

Комплексное повышение эксплуатационных характеристик резьбовых соединений при сборке с анаэробными материалами

Разработаны и исследованы функциональные модели резьбовых соединений при сборке с анаэробными материалами. Приведены результаты моделирования резьбовых соединений методом конечных элементов и экспериментальных исследований.

Ключевые слова: резьбовое соединение, анаэробный материал, эксплуатационные характеристики, сборка.

The functional models of threaded joints at assembly with anaerobic materials are developed and studied. The results of modeling of threaded joints by finite element method and experimental research are given.

Keywords: threaded joint, anaerobic material, performance characteristics, assembly.

Резьбовые соединения (РС), применяемые в разных конструкциях, должны соответствовать таким эксплуатационным требованиям, как прочность (статическая и динамическая), жесткость, герметичность, фреттингостойкость, коррозионная стойкость, сопротивление самоотвинчиванию. Для этого используют дополнительные крепления, стопорные и разгрузочные элементы, увеличивают диаметр и длину резьбового соединения, применяют ресурсоемкие технологические операции и многое другое, что существенно повышает себестоимость узлов машин. Кроме того, для комплексного обеспечения характеристик РС часто необходима

совокупность конструкторских и технологических решений, что нерационально.

Весьма эффективна технология сборки РС с применением анаэробных материалов (АМ), которые полимеризуются в зоне контакта деталей при отсутствии кислорода воздуха. В ряде исследований показано, что АМ обеспечивают герметичность, коррозионную стойкость и стопорение РС, что подтверждают проспекты фирм, производящих АМ. В то же время авторами работ [1—4] установлено, что при сборке с АМ также повышаются прочность и жесткость резьбовых и других неподвижных соединений, т. е. комплексно обеспечиваются их эксплуатационные характеристики. Однако исследований в данном направлении недостаточно.

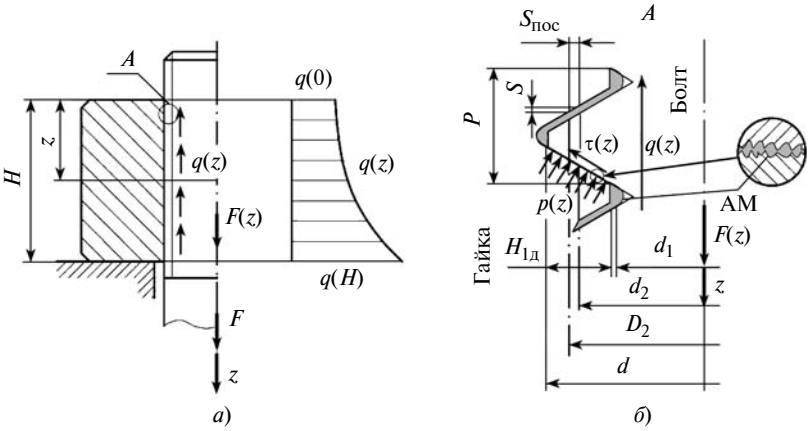


Рис. 1. Схемы нагружения РС: общая (*а*) и витков резьбы на шаге *P* (*б*)

Данная работа продолжает исследования влияния АМ на напряженно-деформированное состояние (НДС) и эксплуатационные характеристики резьбовых соединений, начатые в работах [1—3]. Схема нагружения РС приведена на рис. 1.

Разработана функциональная модель РС, в которой дополнительно к модели, рассмотренной в работе [5], учтены силы трения, возрастающие в зоне контакта витков в несколько раз при сборке РС с АМ. Установлено, что при заполнении зазоров в контакте витков анаэробным материалом в полимеризованном состоянии (рис. 1, *б*) коэффициент трения достигает $f = 0{,}4 \div 0{,}6$.

Рассмотрим два варианта применения АМ (две модели РС):

1) АМ наносится на сопрягаемые поверхности витков резьбы и его объема недостаточно для заполнения всех зазоров между винтовыми поверхностями РС;

2) АМ заполняет зазоры между винтовыми поверхностями в РС полностью (см. рис. 1, *б*).

Интенсивность распределенной осевой нагрузки по высоте резьбового соединения при первом варианте нанесения АМ определим по формуле

$$q(z) = \frac{Fm_{тр}}{\mathrm{sh}\, m_{тр} H} \mathrm{ch}\, m_{тр} z, \qquad (1)$$

где F — осевая сила, действующая на соединение; H — высота (длина) резьбового соединения; $m_{тр}$ — параметр, учитывающий конструктивные параметры и физико-механические свойства соединяемых деталей, а также трение между сопрягаемыми поверхностями витков; z — осевая координата.

Уравнение (1) отличается от решения И. А. Биргера [5] значением параметра $m_{тр}$, которое увеличивается при трении и определяется по формуле

$$m_{тр} = \sqrt{\beta / \gamma_{тр}},$$

Здесь $\beta = \dfrac{1}{A_1 E_1} + \dfrac{1}{A_2 E_2}$;

$$\gamma_{тр} = \frac{P^2}{s_в (1 + f \mathrm{tg}\alpha/2)} \left(\frac{\Lambda_{1тр}}{E_1} + \frac{\Lambda_{2тр}}{E_2} \right);$$

где

$$\Lambda_{1тр} = \left[1 + f \sin\alpha/2 + \frac{d_1 H_{1д} (1 - \mu_1)}{2P^2} \mathrm{tg}\alpha/2 (\mathrm{tg}\alpha/2 - f) \right];$$

$$\Lambda_{2тр} = \left[1 + f \sin\alpha/2 + \frac{D H_{1д}}{2P^2} \left(\mu_2 + \frac{D_0^2 + D^2}{D_0^2 - D^2} \right) \mathrm{tg}\alpha/2 \times \right.$$

$$\left. \times (\mathrm{tg}\alpha/2 - f) \right];$$ $A_1 = \pi d_1^2/4$ и $A_2 = \pi (D_0^2 - D^2)/4$ — площади поперечных сечений болта и гайки; E_1, E_2 и μ_1, μ_2 — модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов болта и гайки; d_1 — предельный внутренний диаметр резьбы болта; D — предельный наружный диаметр резьбы гайки; D_0 — размер гайки под ключ; α — угол профиля резьбы; P — шаг резьбы; f — коэффициент трения в контакте витков; $s_в = \pi d_2 H_{1д}$ — проекция площади контакта витков на одном шаге резьбы на плоскость, перпендикулярную оси z; d_2 — предельный средний диаметр резьбы болта; $H_{1д}$ — действительная рабочая высота профиля резьбы.

В табл. 1 приведено распределение нагрузки по виткам резьбы в соединении болт — гайка, определенное по формуле (1). Для определения нагрузки на отдельные витки зависимость (1) интегрировали в соответствующих пределах шага P:

$$F_i = \int_z^{z+P} \frac{Fm_{тр}}{\mathrm{sh}\, m_{тр} H} \mathrm{ch}\, m_{тр} z \mathrm{d}z;$$

$$F_i = \frac{F}{\mathrm{sh}\, m_{тр} H} [\mathrm{sh}\, m_{тр}(z + P) - \mathrm{sh}\, m_{тр} z]. \qquad (2)$$

Исходные данные для расчета по формуле (2): резьбовое соединение М10—6*H*/6*g* при макси-

мальном ($S_{пос.max}$ = 0,306 мм) и среднем ($S_{пос.ср}$ = = 0,167 мм) посадочных зазорах; наружный, внутренний и средний диаметры резьбы — $d = D = 10$ мм, $d_1 = D_1 = 8{,}647$ мм, $d_2 = D_2 = 9{,}188$ мм; размер гайки под ключ $D_0 = 17$ мм; шаг резьбы $P = 1{,}25$ мм; угол профиля резьбы $\alpha = 60°$; материал болта — сталь 45Х ($E_1 = 2{,}06 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_1 = 0{,}32$) и гайки — сталь 35Х ($E_2 = 2{,}14 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_2 = 0{,}29$). Внешняя нагрузка на резьбовое соединение $F = 10$ кН.

Анализ данных табл. 1 показал, что силы трения между витками в соединении болт — гайка приводят к некоторому увеличению неравномерности распределения внешней нагрузки по высоте резьбового соединения (по виткам) и, следовательно, снижению его несущей способности. Так, при изменении коэффициента трения с $f = 0$ до 0,4 отношение F_i/F на первом витке увеличивается на 14,16 % при $S_{пос.ср}$ и на 11,73 % при $S_{пос.max}$, что объясняется повышением жесткости резьбового контакта при увеличении сил трения.

Интенсивность распределенной осевой нагрузки по высоте резьбового соединения при втором варианте нанесения АМ определим по формуле

$$\Sigma q(z) = \frac{F m_\Sigma}{\mathrm{sh} m_\Sigma H} \mathrm{ch} m_\Sigma z, \qquad (3)$$

где $m_\Sigma = \sqrt{\beta/\gamma_\Sigma}$; $\gamma_\Sigma = \left(\frac{\Lambda_{1тр}}{E_1} + \frac{\Lambda_{2тр}}{E_2}\right)\frac{P}{k_\Sigma}$;

$k_\Sigma = \frac{s_в(1 + f\mathrm{tg}\alpha/2)}{P} + \frac{s_{АМ}E_{АМ}}{S}\left(\frac{\Lambda_{1тр}}{E_1} + \frac{\Lambda_{2тр}}{E_2}\right)$ — параметр, характеризующий совместное сопротивление витков резьбы и слоя АМ действию нагрузки F; $s_{АМ} = 0{,}65\pi d_2 P$ — проекция площади слоя АМ на одном шаге резьбы на плоскость, перпендикулярную оси z; $E_{АМ}$ — модуль упругости АМ; $S = S_{пос}\mathrm{tg}\alpha/2$ — зазор между витками резьбы (см. рис. 1, *б*).

Отметим, что в слое АМ могут возникать напряжения сжимающие, растяжения и сдвига, т. е. эпюра напряжений по объему АМ — сложная и зависит от схемы нагружения РС, геометрических и физико-механических свойств деталей и т. д. Однако с некоторым приближением можно считать, что эти напряжения пропорциональны модулю $E_{АМ}$ упругости АМ.

Соотношение интенсивностей распределенных нагрузок, воспринимаемых слоем АМ [$q_{АМ}(z)$] и витками резьбы [$q_в(z)$], в суммарном значении $\Sigma q(z)$ определим по формуле

$$\frac{q_{АМ}(z)}{q_в(z)} = \frac{s_{АМ}PE_{АМ}}{s_в S(1 + f\mathrm{tg}\alpha/2)}\left(\frac{\Lambda_{1тр}}{E_1} + \frac{\Lambda_{2тр}}{E_2}\right) = \varphi.$$

С учетом того, что $\Sigma q(z) = q_в(z) + q_{АМ}(z)$, определим

$$q_в(z) = \frac{\Sigma q(z)}{1 + \varphi} \text{ и } q_{АМ}(z) = \Sigma q(z)\frac{\varphi}{1 + \varphi}.$$

Тогда получим:

$$\left.\begin{aligned} F_{вi} &= F_i/(1 + \varphi); \\ F_{АМi} &= F_{АМi}\varphi/(1 + \varphi). \end{aligned}\right\} \qquad (4)$$

В табл. 2 приведено распределение нагрузки F по виткам резьбы в соединении болт — гайка

Таблица 1

Распределение нагрузки по виткам РС при изменении силы трения (коэффициента трения)

Коэффициент f трения	Нагрузка F_i/F, %, на витки					
	первый	второй	третий	четвертый	пятый	шестой
0	27,39 / 28,74	20,98 / 21,44	16,43 / 16,33	13,33 / 12,90	11,40 / 10,79	10,47 / 9,80
0,1	28,24 / 29,81	21,27 / 21,78	16,37 / 16,25	13,06 / 12,57	11,02 / 10,33	10,04 / 9,26
0,2	29,13 / 30,96	21,57 / 22,13	16,30 / 16,14	12,78 / 12,21	10,62 / 9,84	9,60 / 8,72
0,3	30,06 / 32,18	21,86 / 22,49	16,22 / 16,01	12,50 / 11,83	10,22 / 9,33	9,14 / 8,16
0,4	31,03 / 33,48	22,16 / 22,85	16,13 / 15,86	12,18 / 11,42	9,81 / 8,80	8,69 / 7,59

Примечания: 1. В числителе приведены данные для посадочного зазора $S_{пос.max}$ = 0,306 мм, в знаменателе – для $S_{пос.ср}$ = 0,167 мм. 2. Суммарная нагрузка на витки составила 100 %.

Таблица 2

Распределение нагрузки в РС при заполнении зазоров АМ

Коэффициент f трения	Нагрузка, %, на витки РС и слои АМ						Суммарная нагрузка, %
	первый	второй	третий	четвертый	пятый	шестой	
$S_{пос.max}$ = 0,306 мм							
0,2	22,81 / 10,38	15,65 / 7,12	10,93 / 4,97	7,91 / 3,60	6,13 / 2,79	5,30 / 2,41	68,73 / 31,27
0,3	24,01 / 9,96	16,24 / 6,74	11,17 / 4,64	7,96 / 3,30	6,08 / 2,53	5,21 / 2,16	70,67 / 29,33
0,4	25,25 / 9,55	16,82 / 6,36	11,39 / 4,31	7,99 / 3,02	6,01 / 2,27	5,10 / 1,93	72,56 / 27,44
$S_{пос.ср}$ = 0,167 мм							
0,2	22,02 / 15,47	13,98 / 9,81	8,99 / 6,31	5,98 / 4,20	4,27 / 3,00	3,51 / 2,46	58,75 / 41,25
0,3	23,58 / 14,83	14,72 / 9,26	9,30 / 5,85	6,07 / 3,82	4,26 / 2,68	3,45 / 2,18	61,38 / 38,62
0,4	25,22 / 14,19	15,46 / 8,70	9,59 / 5,40	6,13 / 3,45	4,22 / 2,38	3,37 / 1,89	63,99 / 36,01

Примечание. В числителе приведены нагрузки на витки РС ($F_{в,i}/F$), в знаменателе – на слои АМ ($F_{АМ,i}/F$).

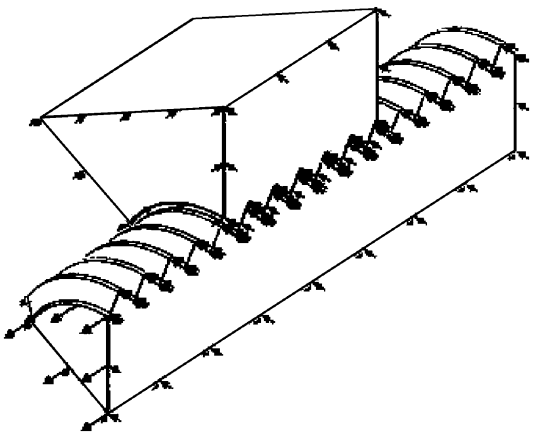


Рис. 2. Расчетная модель резьбового соединения

М10—6*H*/6*g*, определенное по формуле (2), в которой вместо значения $m_{тр}$ использовали значение m_{Σ} из уравнения (3). При этом нагрузка распределялась между витками резьбы и слоями АМ в соответствии с уравнениями (4). Использовали анаэробный материал НМ162 ($F_{АМ}$ = 2,62 · 10^3 МПа, сдвиговая прочность $\tau_{сд\ АМ}$ = 35 МПа).

Анализ данных табл. 1 и 2 показал, что при полном заполнении АМ зазоров в резьбовом контакте нагрузка, приходящаяся непосредственно на витки РС, уменьшается в среднем на 36,01÷41,25 % при $S_{пос.ср}$ и на 27,44÷31,27 % при $S_{пос.max}$ (коэффициент трения f = 0,2÷0,4). На первый виток нагрузка уменьшается на 24,67÷28,88 % при $S_{пос.ср}$ и на 18,63÷21,7 % при $S_{пос.max}$.

Резьбовые соединения исследовали также методом конечных элементов (МКЭ). При этом моделировали оба варианта — нанесение АМ только на рабочие поверхности витков резьбы и полное заполнение АМ зазоров в резьбовом контакте болта и гайки.

Особенностью решаемой задачи является то, что в контакте находятся несколько деформируемых тел — болт, гайка и прослойка АМ. При заполнении АМ зазоров на длине свинчивания резьбовых деталей при моделировании задавали условие взаимодействия АМ с поверхностями болта и гайки.

Применение численных методов позволяет учесть: сложное объемное деформирование сопрягаемых деталей, неравномерность контактного давления, разные условия контактного взаимодействия сопрягаемых деталей, скольжение деталей по поверхностям витков. Расчетная модель РС приведена на рис. 2.

Результаты исследования резьбового соединения М10—6*H*/6*g*, полученные при моделировании МКЭ, приведены в табл. 3 и 4 и в целом подтверждают ранее сделанные выводы.

Расхождение результатов, полученных аналитически и МКЭ (например при моделировании МКЭ повышение трения практически не влияет на неравномерность распределения нагрузки по виткам), объясняется тем, что в функциональных моделях не учитываются взаимовлияние очагов деформаций в РС, сложное НДС болта и гайки и краевой эффект, при котором увеличивается нагрузка, приходящаяся на последние витки (см табл. 1—3).

В то же время данные, полученные при моделировании МКЭ, подтверждают, что при заполнении АМ зазора в резьбовом контакте болта и гайки, нагрузка, приходящаяся непосредственно на витки резьбы, уменьшается в среднем на 32,37÷32,45 % при $S_{пос.ср}$ и на 34,02÷34,26 % — при $S_{пос.max}$. Нагрузка на первый виток (f = 0,2÷0,4) уменьшается на 30,5÷32,26 % при $S_{пос.ср}$ и на 35,01÷35,86 % — при $S_{пос.max}$.

Таким образом, сходимость результатов, полученных МКЭ и аналитически, удовлетворительная.

Таблица 3

Распределение нагрузки по виткам РС при изменении силы трения (коэффициента трения), определенное МКЭ

Коэффициент f трения	Нагрузка F_i/F, %, на витки					
	первый	второй	третий	четвертый	пятый	шестой
0,1	31,99/33,52	19,97/19,93	14,28/13,91	11,47/11,00	10,47/10,02	11,82/11,62
0,2	31,76/33,26	20,08/20,06	14,46/14,11	11,66/11,19	10,43/9,98	11,61/11,40
0,4	31,39/32,82	20,27/20,27	14,77/14,44	11,89/11,47	10,42/9,95	11,26/11,05

Примечания: 1. В числителе приведены данные для посадочного зазора $S_{пос.max}$ = 0,306 мм, в знаменателе – для $S_{пос.ср}$ = 0,167 мм. 2. Суммарная нагрузка на витки составила 100 %.

Таблица 4

Распределение нагрузки в РС при заполнении зазоров АМ, определенное МКЭ

Коэффициент f трения	Нагрузка, %, на витки РС и слои АМ						Суммарная нагрузка, %
	первый	второй	третий	четвертый	пятый	шестой	
$S_{пос.max}$ = 0,306 мм							
0,2	20,37/10,50	12,45/6,42	9,26/4,78	7,57/3,90	6,82/3,52	9,51/4,90	65,98/34,02
0,4	20,40/10,63	12,52/6,52	9,27/4,83	7,57/3,95	6,77/3,53	9,21/4,80	65,74/34,26
$S_{пос.ср}$ = 0,167 мм							
0,2	22,53/10,78	12,34/5,90	9,12/4,37	7,43/3,56	6,88/3,29	9,33/4,47	67,63/32,37
0,4	22,81/10,96	12,63/6,07	9,17/4,40	7,41/3,56	6,72/3,23	8,81/4,23	67,55/32,45

Примечание. В числителе приведены нагрузки на витки РС ($F_{в,i}/F$), в знаменателе – на слои АМ ($F_{АМ,i}/F$).

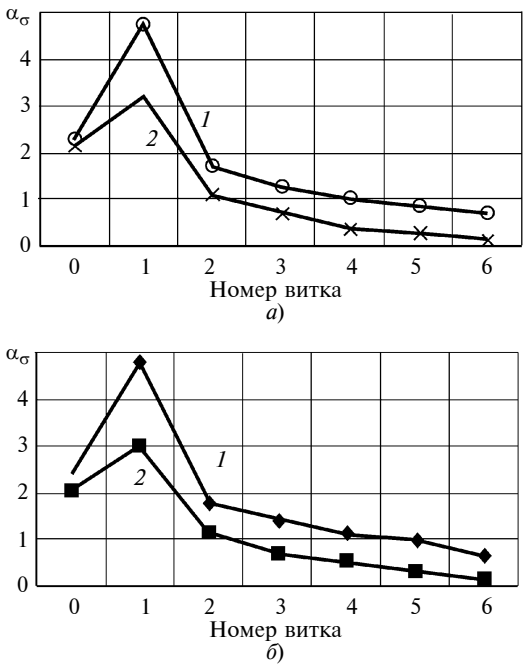


Рис. 3. Распределения теоретических коэффициентов α_σ концентрации напряжений по виткам резьбы при среднем $S_{пос.ср}$ = 0,167 мм (*а*) и максимальном $S_{пос.max}$ = 0,306 мм (*б*) зазорах посадки:

1 — при f = 0,1; *2* — при f = 0,4 (полное заполнение АМ зазоров в РС)

Максимальное расхождение наблюдается при определении нагрузки на последние витки.

При исследовании МКЭ определяли также максимальные напряжения и теоретические коэффициенты α_σ концентрации напряжений в опасных сечениях во впадинах витков болта. Коэффициент α_σ определяли как отношение максимального напряжения σ_{max} во впадине к номинальному напряжению σ_{1H} в соответствующем сечении болта:

$$\alpha_\sigma = \sigma_{max}/\sigma_{1H},$$

где $\sigma_{1H} = 4F/(\pi d_1^2)$.

Распределения теоретических коэффициентов α_σ концентрации напряжений по виткам резьбы представлены на рис. 3. Под "нулевым" витком болта следует понимать виток, находящийся перед первым, наиболее нагруженным витком РС. Анализ зависимостей показал, что при заполнении АМ зазоров в резьбовом контакте болта и гайки значения σ_{max} и α_σ уменьшаются на первом, наиболее нагруженном витке на 32,9 % при $S_{пос.ср}$ и на 36,5 % при $S_{пос.max}$.

Следовательно, сборка РС с АМ позволяет значительно снизить концентрацию напряжений и вероятность возникновения усталостных трещин во впадинах резьбы болта.

Уменьшение внешней нагрузки, приходящейся непосредственно на витки болта и гайки, при сборке с АМ приводит к повышению прочности и несущей способности РС. Для подтверждения этого провели эксперимент по определению предельной нагрузки, приводящей к срезу витков РС. Чтобы исключить разрыв стержня болта, использовали схему нагружения РС, при которой стержень работает на сжатие. При проведении эксперимента фиксировали усилие среза витков резьбы (срезались витки болта). Усредненные усилия $F_{ср}$ среза витков резьбы приведены на рис. 4. Использовали АМ разных марок. Относительная дисперсия опыта не превысила 8÷25 %, что говорит об устойчивости и достоверности полученных результатов.

Зависимости на рис. 4 показали, что при введении АМ в зону контакта, необходимое для среза витков резьбы, усилие увеличивается при повышении сдвиговой прочности и модуля упругости полимеризованного АМ. Например, при применении материала А131 ($\tau_{сд\,АМ}$ = 6 МПа) усилие $F_{ср}$ увеличивается на 7,8 %; материала НМ165 ($\tau_{сд\,АМ}$ = = 20 МПа) — $F_{ср}$ увеличивается на 21,6 %; материала НМ162 ($\tau_{сд\,АМ}$ = 35 МПа) — $F_{ср}$ увеличивается на 40,1 %.

По результатам исследований можно сделать следующие выводы.

Сила трения между витками резьбы приводит к некоторому увеличению неравномерности распределения внешней нагрузки по виткам резьбы, что объясняется повышением жесткости РС. Поэтому нанесение АМ только на рабочую поверхность витков можно рекомендовать лишь для предотвращения самоотвинчивания РС. При полном заполнении АМ зазоров в резьбовом контакте нагрузка, приходящаяся непосредственно на витки резьбы болта и гайки, существенно уменьшается, а несущая способность соединения повышается.

Моделирование резьбового соединения МКЭ подтверждает эффективность применения АМ. Некоторое отличие от аналитических результатов объясняется тем, что в функциональных моделях не учитываются сложное НДС болта и гайки и краевой эффект. При исследовании МКЭ также установлено, что сборка РС с АМ снижает концентра-

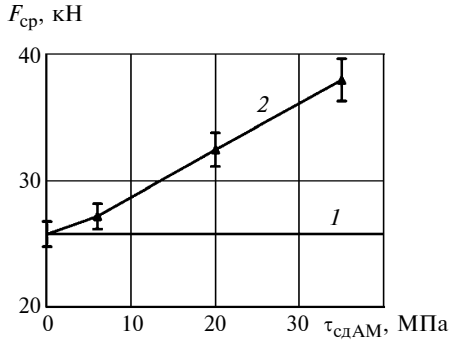


Рис. 4. Экспериментальное значение среднего усилия $F_{ср}$ среза витков в РС М8—6*H*/6*g* без АМ (*1*) и с АМ (*2*) в зависимости от сдвиговой прочности АМ $\tau_{сдАМ}$

УДК 669.01:620.178.3.

А. Н. ЛИСИН, д-р техн. наук, И. И. НАБОКОВ (ЭИ МПУ, г. Электросталь), В. В. МОЗАЛЁВ, канд. техн. наук (ОАО "АК "Рубин", г. Балашиха), e-mail: Nabokoff2008@mail.ru

Прогнозирование сопротивления усталости элементов конструкций с учетом технологических параметров

Рассматривается целесообразность разработки моделей, связывающих сопротивление усталости материалов с их статической прочностью и пластичностью. Статистические теории прочности были разработаны для описания результатов испытаний на усталость и прогнозирования прочности элементов машин при переменных нагрузках. Опыты показали, что прочность материала сильно зависит от дефектов структуры, а предельные напряжения имеют явный статистический характер.

Ключевые слова: материал, прочность, сопротивление усталости, теории прочности.

The feasibility of development of models, relating material fatigue resistance with their static strength and plasticity, is considered. The statistical strength theories were developed for describing of fatigue testing results and strength forecasting of machine elements at variable loads. The tests showed, that material strength significantly depends on structure defects, and limit stresses have obvious statistical character.

Keywords: material, strength, fatigue resistance, strength theories.

Испытания материалов показывают, что их прочность в значительной степени зависит от дефектов структуры, а предельное напряжение имеет явный статистический характер. Поэтому все предельные поверхности в осях главных напряжений представляют собой совокупность среднестатистических напряжений, при которых материал разрушается мгновенно, если рассматривается кратковременная прочность, или по истечении некоторого периода времени, называемого долговечностью, если рассматривается прочность материала при переменных напряжениях.

Статистические теории прочности первоначально были разработаны для описания результатов испытаний на усталость и прогнозирования прочности элементов машин при переменных нагрузках [1]. Был получен большой разброс результатов, поэтому современная точка зрения на расчет изделий изменилась: нельзя с абсолютной достоверностью гарантировать прочность изделия, можно лишь утверждать, что в определенных условиях вероятность его разрушения достаточно мала [2].

Одна из статистических теорий [3] основана на гипотезе слабого звена, суть которой заключается в следующем. Предположим, что тело состоит из большого числа структурных элементов, каждый из которых имеет свою локальную прочность. В целом тело разрушается, когда из строя выходит хотя бы один структурный элемент. Для массивных тел такое предположение значительно упрощает фактическое положение дел: для разрушения тела как целого, вероятно, необходимо, чтобы из строя вышла некоторая группа элементов. Именно так строятся более сложные и совершенные теории.

В статистической теории Н. Н. Афанасьева были рассмотрены вопросы усталостной прочности (сейчас — сопротивление усталости) при простом и сложном напряженных состояниях [4]. На осно-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 41)

цию напряжений и вероятность возникновения усталостных трещин во впадинах резьбы болта.

Повышение статической прочности и несущей способности РС при сборке с АМ подтверждено экспериментально.

При применении АМ образуется РС с композитной структурой, в которой слои АМ при деформации воспринимают часть внешней нагрузки, а также передают нагрузку от витка к витку, уменьшая неравномерность ее распределения.

Таким образом, применение АМ при сборке РС позволяет повысить весь комплекс их эксплуатационных характеристик: статическую и динамическую (усталостную) прочность, жесткость, коррозионную стойкость и сопротивление самоотвинчиванию.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Воячек И. И., Кочетков Д. В.** Повышение функциональных характеристик резьбовых соединений при сборке с анаэробными материалами // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2009. № 6. С. 37—40.
2. **Воячек И. И., Кочетков Д. В.** Влияние анаэробных материалов на распределение нагрузки в резьбовом соединении // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2010. № 6. С. 34—39.
3. **Воячек И. И., Кочетков Д. В., Митясов С. Г.** Избирательное упрочнение соединений с натягом при сборке с анаэробными материалами // Известия вузов. Поволжский регион. Технические науки. 2015. № 2 (34). С. 192—204.
4. **Пат. 2413099 Рос. Федерация:** МПК F16B 33/06. Способ получения резьбового соединения.
5. **Биргер И. А., Иосилевич Г. Б.** Резьбовые и фланцевые соединения. М.: Машиностроение, 1990. 368 с.

вании разных функций распределения им разработана статистическая модель усталостного разрушения, описывающая влияние концентрации напряжений и абсолютных размеров тел. Модель проверена опытами с образцами алюминия, меди, латуни, аустенитной и пружинной сталей. Однако все формулы для расчета усталостной прочности при сложном напряженном состоянии основаны на механическом переносе критериев статической прочности без соответствующего их обоснования, и лишь усложнены эмпирическими поправками и коэффициентами, учитывающими асимметрию цикла и концентрацию напряжений. Н. Н. Афанасьев представил металл как конгломерат разнонапряженных зерен вследствие анизотропии и неоднородности структуры. Вероятность усталостного разрушения образца он определил вероятностью существования рядом одновременно нескольких зерен с напряжениями, превышающими усилие сцепления между ними. Важным в работе является то, что возникновение трещины он считает результатом развития пластических деформаций, которые повышают предел текучести вплоть до величины сопротивления отрыву при хрупком разрушении и до величины сопротивления скалыванию при вязком разрушении [5].

Таким образом, согласно модели Н. Н. Афанасьева возникновение любой усталостной трещины связано с микромеханизмом пластического деформирования. Вероятность W возникновения трещины описывается степенной зависимостью от макроскопического напряжения, определяемого по формулам сопротивления материалов.

Наиболее строгой и перспективной, по-видимому, является единая статистическая теория прочности С. Д. Волкова [6], устанавливающая общий статистический критерий прочности в виде допуска на вероятность развития процесса разрушения. С. Д. Волков рассматривает материал как сплошную поликристаллическую и упругопластическую среду — однородную макроскопически и неоднородную микроскопически. Гипотеза о макроскопической сплошности позволила С. Д. Волкову решить задачу произвольного объемного напряженного состояния. Теория разработана для степенного закона макроскопической деформации [6]. Она объединила новые методы расчета деталей машин и сооружений на прочность с учетом существенного влияния структурной неоднородности технических материалов на процесс разрушения, масштабный эффект и др. Для новых методов характерно применение математической статистики и вероятностных представлений. Разработке этой новой теории прочности и ее практическому применению в машиностроении посвящена работа [7].

На основании статистического критерия С. Д. Волкова авторы работы [8] дают следующую его формулировку: макроскопическое разрушение твердой среды наступает при условии достижения относительной повреждаемости микротрещинами главной площадки тензора напряжений I рода (на макроуровне) критического значения, равного 0,5. Статистические условия предельного состояния С. Д. Волкова учитывают влияние шарового тензора, девиатора, максимальных нормального и касательного напряжений, что позволяет объяснить результаты испытаний на прочность традиционно хрупких материалов: чугуна, стекла, гипса, закаленной и углеродистой стали.

Несколько раньше С. Д. Волков [8] и Н. Н. Афанасьев [4] разработали вариант статистической теории прочности бетона и подобных по структуре материалов, разрушающихся при небольших деформациях в условиях сложного напряженного состояния.

Вся совокупность приведенных в технической литературе и проанализированных авторами статьи теоретических и экспериментальных данных свидетельствует о том, что достоверные сведения о прочностных свойствах блочных и тонких образцов из конструкционных материалов можно получить только на основании разработки физической теории разрушения и использования методов статистического анализа.

Прогнозирование сопротивления усталости металлических материалов остается актуальным до настоящего времени, несмотря на то, что проблему решают многие ученые. Это объясняется, по-видимому, сложностью проблемы, многообразием видов переменного напряженного состояния и условий испытания и разными видами обработки (поверхностной и объемной) существующих металлов и сплавов. С развитием науки и техники эти факторы непрерывно усложняются и расширяются, так как большинство ответственных деталей машин и конструкций работают в условиях повторных (знакопеременных или знакопостоянных) нагрузок и их ресурс полностью определяется циклической прочностью материалов.

Основные направления изучения прочности твердого тела — физика твердого тела, материаловедение и механика сплошных деформируемых сред. При общих целях и задачах физики материаловеды и механики используют разные методы исследований прочности твердого тела, но при взаимном обмене достижениями [9]. Идет постоянный поиск универсальных законов, применимых к сложным системам, какой является интересующее авторов усталостное нагружение — процесс, характеризующийся обменом (поглощением и выделением) энергией с окружающей средой и внешними силовыми воздействиями, изменяющимися во времени.

Существенное развитие получили вопросы физической природы усталости: определение механизма образования и развития усталостных трещин, детальное изучение усталостных структур и закономерностей их изменения, гиперусталости, усталости при криогенных и повышенных температурах, высоких частотах нагружения; показано значение дефектов кристаллической решетки в упрочнении и разрушении металлов. Установлено также существование аморфных фаз в области вершины трещины и возбужденных атом-вакансионных состояний.

В настоящее время при прогнозировании сопротивления усталоси недостаточно рассматривать лишь континуальную модель тела с использованием аппарата механики сплошных сред [10]. Независимо от выбранных критериев прочности (деформационных, энергетических и др.) необходимо учитывать поведение, кинетику трещин, оценивать период их роста, поскольку, как показывают исследования, зарождение и развитие усталостной трещины составляют значительную часть долговечности тела. Модели усталостного разрушения должны учитывать это [11].

Известно, что поверхностный слой детали является наиболее нагруженным при всех видах напряженного состояния, через него идет обмен энергией и веществом с окружающей средой. При циклическом нагружении повреждения накапливаются преимущественно в поверхностных слоях. Значительное влияние состояния поверхности металла на его циклическую прочность связано с более ранним по сравнению с остальным объемом металла развитием усталостных трещин в поверхностных слоях, что обусловлено накоплением в них критической плотности дислокаций.

После обработки поверхности вследствие температурно-силового воздействия по ее глубине образуется слой с измененными структурой и напряженным состоянием, который называют модифицированным [12]. Физико-механические и химические свойства сложно распределяются по глубине этого слоя и определяются технологией и режимами обработки поверхности. Управление сопротивлением усталости осуществляется в основном воздействием на поверхность детали. Поэтому при прогнозировании характеристик сопротивления усталости — предела выносливости и усталостной долговечности, необходимо учитывать влияние модифицированного поверхностного слоя и в первую очередь взаимосвязь параметров качества (шероховатости поверхности, глубины залегания остаточных напряжений) и форму распределений эпюр остаточных напряжений их по глубине поверхностного слоя.

Актуальность системной разработки научных основ прогнозирования характеристик сопротивления усталости обусловлена следующими причинами.

1. Потеря работоспособности силовых элементов высоконагруженных агрегатов определяется усталостным разрушением и изнашиванием, для устранения которых необходимы комплексные решения, наиболее полно отображающие процессы при динамичном механотермическом воздействии [13].

2. В машиностроении важным остается повышение надежности, долговечности и ресурса изделий при одновременном снижении их массы, сохранении или уменьшении себестоимости изготовления, что требует совершенствования или развития новых технологий.

3. Эффективным направлением совершенствования технологии является проектирование технологических процессов, обеспечивающих связь между ресурсом, долговечностью и технологическими факторами, определяющими методы, режимы и технологические маршруты обработки. Однако технология изготовления детали влияет на долговечность и ресурс опосредованно: при обработке формируются структура и физико-механические свойства металла и, в частности, модифицированный поверхностный слой, свойства которого отличаются от свойств основного металла и по сути определяют долговечность и ресурс детали.

В связи с этим необходимо решить две задачи: во-первых, исследовать влияние физико-механических параметров металла детали с помощью известных моделей, например обсуждаемой в данной работе в виде формулы (1), предложенной Н. А. Махутовым, и модифицированного поверхностного слоя на сопротивление усталости, и на основании полученных результатов разработать методы прогнозирования ее характеристик; во-вторых, технологически обеспечить необходимые параметры качества поверхностного слоя.

4. Необходимы надежные расчетные методы прогнозирования сопротивления усталости деталей из металлических материалов, учитывающие влияние модифицированного поверхностного слоя на предел выносливости и усталостную долговечность. Эти характеристики нужно определять на любом этапе технологического процесса и при любом режиме обработки, чтобы, зная их, выбрать оптимальный вариант, обеспечивающий заданные или максимальные характеристики сопротивления усталости. Экспериментально получить многообразие таких данных трудно.

Исходя из того, что эсплуатационные свойства деталей ответственных конструкций определяются на этапе проектирования технологии изготовления конкретного изделия, примем, что его невозможно изготовить из поковок, прутков и других стандартных полуфабрикатов [14], так как свойства таких деталей будут хуже, чем при индивидуальном про-

изводстве заготовок. Таким образом, свойства детали необходимо закладывать при разработке технологии изготовления. Это характерно и для колес любых современных транспортных средств.

Формирование данных свойств, например, барабанов (дисков) колес болидов Формулы-1, обеспечивают новые технологии С. Т. Басюка [15, 16]. В работах [15—17] практически показано, что невозможно стандартными способами изготовить из поковок или штамповок колеса со свойствами, получаемыми по технологии С. Т. Басюка.

Учитывая изложенное, можно предположить, что на смену понятия "новые материалы" приходит понятие "материалотехнологии" — технологии изготовления с использованием модифицированных материалов, т. е. акцент делается не на материале (например сплаве), а на технологии изготовления в целом. Однако можно наблюдать и обратную закономерность, подтверждающую сказанное. Совершенно не обязательно, что изготовленное из нового, созданного при использовании современнейших нанотехнологий материала изделие будет на 100 % обладать свойствами исходного материала. Чтобы добиться этого, необходимо совершенствовать технологию изготовления именно под определенный материал. Но и в этом случае получим опытную технологию, на основе которой будет создана технология для серийного производства.

Технологический процесс есть сочетание строго определенных приемов и режимов, для которого необходимо постоянно искать оптимальные решения [18]. Создание и внедрение новых методов производства заготовок — один из самых важных этапов совершенствования технологических процессов [19]. Заготовки, близкие по свойствам и форме к деталям, позволяют уменьшить трудоемкость механической обработки, расход материала и общую стоимость готовой детали при повышении эксплуатационных характеристик [20].

Испытания новых изделий подтверждают данные закономерности, например исследования сопротивления усталости. Для определения однородности распределения механических свойств сплава АК6 провели испытания образцов (рис. 1), вырезанных из выбранных зон штамповки колеса. Из данного сплава изготовляют авиационные и автомобильные колеса [21]. По полученным данным [22] построили статистические характеристики сопротивления усталости (рис. 2), где кривые усталости *1*, *2* и *3* получены по результатам испытаний наибольшего числа образцов, обозначенных определенными точками, например *1* (□), *2* (○) и *3* (■), каждая из которых есть результат испытания одного образца из соответствующей штамповки.

Далее рассмотрим результаты усталостных испытаний при изгибе с вращением образцов, имеющих в рабочем сечении диаметр 8 мм. Видимое рассеяние экспериментально полученных данных необходимо учитывать при назначении ресурса изделия, как и при оценке качества через сопротивление усталости.

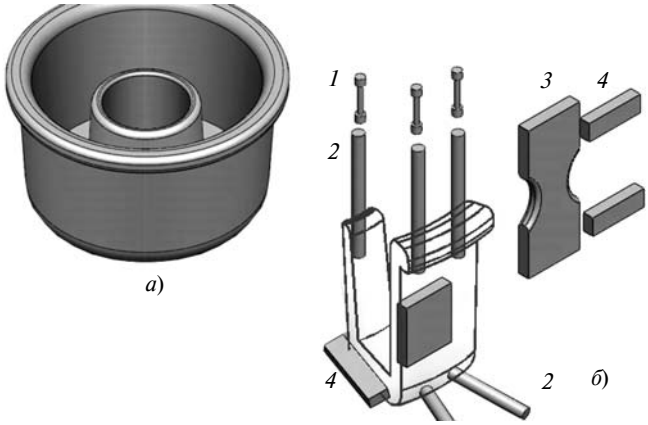


Рис. 1. Схема вырезки из полуфабриката колеса (*а*) образцов (*б*) для исследования механических свойств:

1 — статических испытаний (образец А. Г. Гагарина); *2* — усталостных испытаний на изгиб с вращением; *3* — наблюдения за ростом поверхностных усталостных трещин; *4* — балочные образцы для определения трещиностойкости

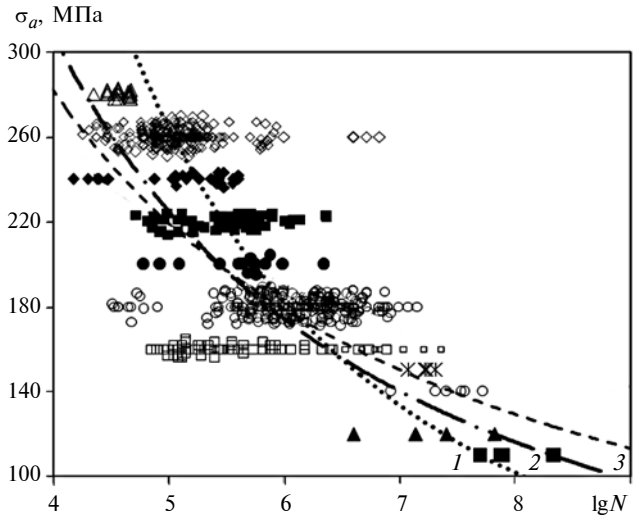


Рис. 2. Результаты усталостных испытаний образцов, вырезанных из разных штамповок сплава АК6

Для анализа соотношения механических свойств сплава АК6 — прочности S_k, модуля упругости E материала, долговечности N до разрушения образца и относительного остаточного сужения ψ_k (пластичности), использовали зависимость

$$e_a = \frac{1}{4(N/2)^{m_1}} \ln \frac{1}{1-\psi_k} + \frac{S_k}{E(2N)^{m_2}}, \qquad (1)$$

где m_1 и m_2 — эмпирические параметры; $e_a = \sigma_a/E$ — амплитуда номинальной деформации.

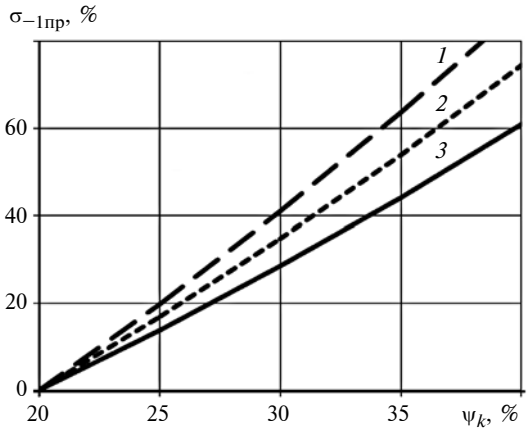


Рис. 3. Прогнозируемое повышение предела выносливости $\sigma_{-1пр}$ в зависимости от относительного остаточного сужения ψ_k при S_k = 500 (*1*), 400 (*2*) и 300 (*3*) МПа

Модель (1) представляет собой компонентное уравнение кривой усталости

$$\sigma_a = D(N/2)^{-m_1} + F(N/2)^{-m_2}, \qquad (2)$$

где $D = \frac{E}{4}\ln\frac{1}{1-\psi_k}$ и $F = \frac{S_k}{4^{m_2}}$ — коэффициенты.

Первое слагаемое уравнения (2) учитывает пластические свойства сплава, второе — прочностные. Также можно сказать, что первое слагаемое описывает поведение сплава в области перехода из малоцикловой в многоцикловую усталость, второе — в области многоцикловой усталости. Важно отметить, что модель (2) экспериментально подтверждает независимость характеристик S_k и ψ_k; иначе необходима оценка их корреляции.

На основании полученных данных предположили возможность прогнозирования влияния технологии на сопротивление усталости нового материала. Для этого провели трудноповторимый эксперимент — многочисленные испытания образцов до баз $10^8 \div 10^{8,5}$ циклов (см. рис. 2). Согласно кривой усталости *2* при увеличении пластичности на 25÷30 % довольно заметно (на 20÷40 %) повышается предел выносливости (рис. 3), при этом долговечность изделия увеличивается в десятки раз.

Таким образом, можно сказать, что разработка новых моделей, связывающих сопротивление усталости материалов с их статической прочностью и пластичностью, необходима и целесообразна.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Агамиров Л. В.** Разработка статистических методов оценивания характеристик усталостных свойств материалов и показателей надежности элементов конструкций авиационной техники: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук / МАИ. М., 1994. 42 с.
2. **Характеристики** сопротивления усталости. Расчетные методы оценки / М. Н. Степнов, С. Л. Чернышев, И. Е. Ковалев, А. В. Зинин. М.: Издательский центр "Технология машиностроения", 2010. 256 с.
3. **Иванова В. С., Терентьев В. Ф.** Природа усталости металлов. М.: Металлургия, 1975. 456 с.
4. **Афанасьев Н. Н.** Статистическая теория усталостной прочности металлов // ЖТФ. 1940. Т. X. № 19. С. 1553—1568.
5. **Афанасьев Н. Н.** Статистическая теория усталостной прочности металлов. Киев: Изд-во АН УССР, 1953. 128 с.
6. **Волков С. Д.** Статистическая теория прочности. М.: Машгиз, 1960. 176 с.
7. **Волков С. Д.** К теории макротрещин. Сообщение I. Простейшие модели // Проблемы прочности. 1981. № 2. С. 44—48.
8. **Волков С. Д., Дубровина Г. И., Соковнин Ю. П.** Устойчивость сопротивления материала в механике разрушения // Проблемы прочности. 1978. № 6. С. 65—69.
9. **Коновалов Л. В.** Проектирование с учетом усталости — необходимое условие создания работоспособных механических систем // Вестник машиностроения. 1993. № 3. С. 3—11.
10. **Иванова В. С., Терентьев В. Ф.** Природа усталости металлов. М.: Металлургия, 1975. 456 с.
11. **Селихов А. Ф., Чижов В. М.** Вероятностные методы в расчетах прочности самолета. М.: Машиностроение, 1987. 238 с.
12. **Серенсен С. В.** Усталость материалов и элементов конструкций // Избранные труды. В 3 т. Киев: Наукова думка, 1985. 256 с.
13. **Степнов М. Н.** Статистические методы обработки результатов механических испытаний: Справочник. М.: Машиностроение, 1985. 230 с.
14. **Сурков А. И.** Вероятностная оценка прочности при переменных нагрузках по медианным пределам выносливости образцов различных типоразмеров // Проблемы прочности. 1982. № 12. С. 42—50.
15. **Басюк С. Т., Евтеев Ф. И., Ковалев С. И.** Экспертная система проектирования и изготовления авиационных колес // Вопросы авиационной науки и техники. Сер. Технология легких сплавов. Вып. 11. ВИЛС. 1987. С. 58—61.
16. **Басюк С. Т.** Объемная штамповка заготовок из легких сплавов на гидравлических прессах. М.: Изд-во "Спорт и культура — 2000", 2011. 192 с.
17. **Басюк С. Т.** Интенсификация деформаций сдвига при изготовлении полуфабрикатов. М.: Изд-во "Спорт и культура — 2000", 2010. 96 с.
18. **Махутов Н. А.** Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на прочность. М.: Машиностроение, 1981. 272 с.
19. **Лисин А. Н.** Разработка методологии оценивания характеристик сопротивления усталости и живучести колес транспортных средств: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук / МАТИ. М., 2012. 40 с.
20. **Мозалёв В. В., Лисин А. Н.** Применение статистических теорий прочности при анализе функций распределения кривой усталости // Авиакосмическая техника и технология. 2014. № 4. С. 41—45.
21. **Богданофф Дж., Козин Ф.** Вероятностные модели накопления повреждений. М.: Мир, 1989. 340 с.
22. **Хазанов И. И., Агафонов Ю. А., Мозалёв В. В.** Оптимизация моментов проведения регламентных осмотров при эксплуатации авиационных колес по техническому состоянию // Труды ГНИИГА. 1980. Вып. 183. С. 17—22.

УДК 621.438-226.2/.4

Т. Д. КОЖИНА, д-р техн. наук, В. Ю. ЕРОШКОВ, А. В. КУРОЧКИН, кандидаты технических наук (РГАТУ им. П. А. Соловьева, г. Рыбинск), Н. Н. СОКОЛОВ (ПАО "НПО "Сатурн", г. Рыбинск), e-mail: prorectnir@rgata.ru

Комплексная автоматизация производства заготовок лопаток компрессоров ГТД[1]

Выполнен анализ существующих технологических процессов изготовления точных заготовок лопаток компрессоров ГТД. Предложены способы полной автоматизации штамповки лопаток на базе разработанного роботизированного комплекса.

Ключевые слова: компрессор, лопатка, ГТД, штамповка, автоматизация, роботизированный комплекс, металлообработка.

The analysis of existing manufacturing processes of production of accurate billets for compressor blades of gas turbine engines is performed. The methods of full automation of blades stamping process on the base of the developed robotic center are suggested.

Keywords: compressor, blade, gas turbine engine, stamping, automation, robotic center, metalwork.

Газотурбинные двигатели (ГТД) остаются основной силовой установкой транспортного и энергетического машиностроения, которые широко используются также в гражданской и военной авиации, гражданском и военном судостроении. Это обусловлено тем, что по сравнению с двигателями внутреннего сгорания, электрическими или комбинированными двигательными установками они имеют более высокие эксплуатационные показатели, используют альтернативные виды топлива, экологичнее и надежнее при эксплуатации. Кроме того, стационарные турбомашины мобильнее и по сравнению с альтернативными источниками энергии быстрее и с меньшими затратами вводятся в эксплуатацию [1].

В отечественном авиационном двигателестроении и турбомашиностроении достаточно высока доля импорта, поэтому особенно актуальны развитие импортозамещения и экспорта отечественных ГТД. Важнейшее условие импортозамещения — совершенствование производства отечественных авиационных двигателей и стационарных турбомашин, признание их конкурентоспособности на зарубежных рынках, что обеспечит модернизация существующих производств ГТД, особенно выпуск массовых деталей для современных авиационных двигателей.

Лопатки ГТД — важная деталь двигателей, на производство которых приходятся значительные трудозатраты в стоимости ГТД. Ресурс лопаток гораздо меньше ресурса роторов, корпусов и других деталей, что приводит к необходимости изготовления ремонтных комплектов [2].

Конструкция лопаток компрессора современных ГТД постоянно усложняется, повышается их нагруженность. Сложная геометрия, применение труднодеформируемых и труднообрабатываемых материалов обусловливают низкий коэффициент использования металла (КИМ) при традиционных технологиях и большую трудоемкость изготовления (до 35 % от общей трудоемкости изготовления ГТД) [3].

Существенным в комплексной автоматизации современного авиадвигателестроения является повышение удельного веса заготовительного производства в общем переделе ГТД. Более того, заготовительное производство должно обеспечивать следующие за ним этапы технологического процесса заготовками с минимальными припусками (рис. 1).

Штамповки заготовок лопаток, получаемых по традиционным технологиям, характеризуются значительными, к тому же нестабильными припусками под последующую механическую обработку (5÷15 мм в зависимости от размера лопатки). Это приводит к многократной обработке наружного контура детали и крайне низкому КИМ — менее 10 %. Поэтому необходимо совершенствовать заготовительное производство, используя, например, объемную штамповку при высоких температурах, что обеспечит минимальное число переходов. Так как эти процессы требуют стабильных режимов, то штамповка лопаток должна осуществляться исключительно в автоматическом цикле, обеспечивающем стабильные характеристики полуфабриката на всех этапах штамповки.

Традиционные технологии получения точных заготовок лопаток как в России, так и за рубежом в большинстве случаев включают несколько переходов (получение предварительного полуфабриката заготовки, штамповка, калибровка, обрезка облоя) с многократным нагревом заготовок, что приводит к образованию дефектного слоя и большим потерям металла в виде облоя и окалины. Единственно рациональным будет переход от базирования по заготовке к базированию по технологической оснастке с использованием кассеты, закрепленной на проточной части лопатки. В современных технологиях используют одноразовые кассеты, формируемые в процессе заливки детали быстротвердеющей

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ по договору № 02.G25.31.0156 от 1 декабря 2015 г. в рамках постановления № 218 Правительства России.

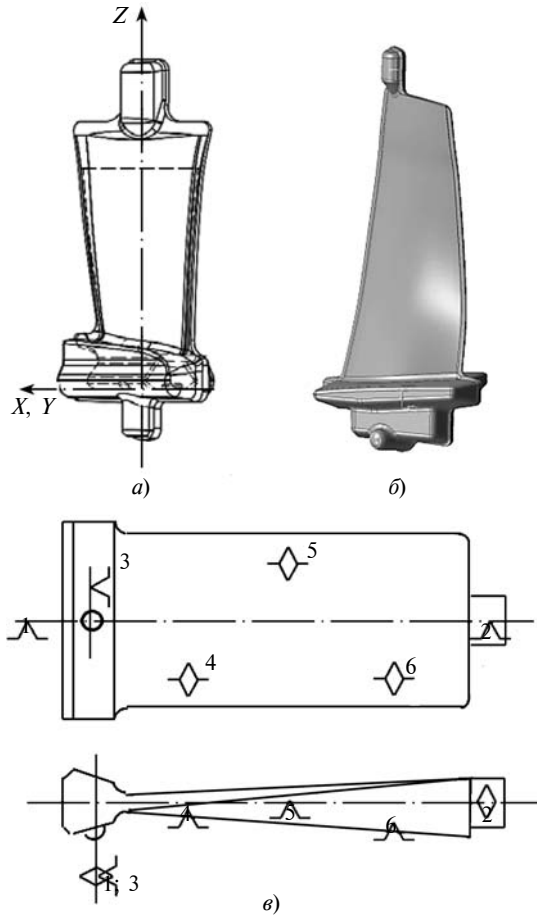


Рис. 1 Лопатки компрессора ГТД:

а — эскиз точной штамповки с припусками 1 мм по перу и от 1 до 1,5 мм по хвостовику; *б* — визуализация математической модели штамповки в среде Unigraphics NX; *в* — схема расположения точек базирования заготовки в рабочем положении для последующей механической обработки: *1* и *3* — сфера на боковой стороне хвостовика; *2* — на цилиндрической поверхности бобышки; *4*, *5* и *6* — на профиле в двух заданных сечениях

массой в брикет (рис. 2 и 3). При этом постоянно повышаются требования к точности и стабильности размеров штамповок. Так, в настоящее время применяют технологии обработки хвостовиков лопаток, основанные на переходе от баз на хвостовике заготовки и технологических бобышках к базам, связанным с окончательно обработанным профилем пера.

Основными достоинствами данного способа крепления лопаток [4] для последующей механической обработки являются: более высокие усилия зажима по сравнению с механическим креплением; отсутствие механических повреждений пера лопатки при зажиме; возможность высокоскоростного глубинного шлифования; полное удаление брикета с пера лопатки; многократное использование заливочного материала. Механическая обработка лопатки в брикете обеспечивает требуемую жесткость детали с соблюдением единства технологических баз на каждом этапе обработки хвостовика. При этом не допускаются отклонения размеров брикета, газовая пористость на поверхностях контакта брикета с пером лопатки, изменение химического состава легкоплавкого металлического сплава в процессе расплава/затвердевания.

На практике данную технологию можно реализовать только при налаженной автоматизированной горячей штамповке, обеспечивающей стабильность формы и размеров каждой заготовки во всей выпускаемой серии. Например, наиболее распространенные в настоящее время на производстве дефекты — неравномерность припуска по спинке и корыту лопатки, по сторонам замковой части или погрешности взаимного расположения бобышек, в данном случае не допускаются. Их исправление корректировкой операционных размеров в серийном автоматизированном производстве лопаток невозможно.

Применение более прогрессивных технологий, таких как изотермическая штамповка, штамповка в режиме сверхпластического деформирования, высокоскоростная штамповка, позволяет повысить точность штамповок и КИМ. Основными их недостатками остаются высокие трудоемкость и себестоимость изготовления заготовок лопаток компрессора.

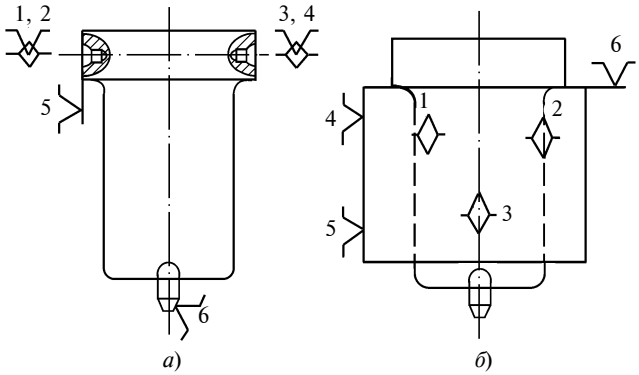


Рис. 2. Схемы технологических баз лопатки до (*а*) и после (*б*) заливки в брикет

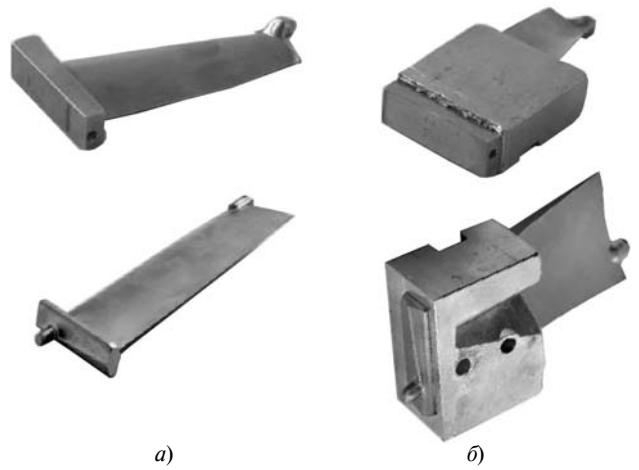


Рис. 3. Лопатки с технологическими базами в виде центровых фасок перед обработкой замка до (*а*) и после (*б*) заливки

Так, высокоточная (изотермическая) штамповка выполняется в следующей последовательности:

1) заготовку в виде мерного прутка нагревают в электрической печи до температуры деформирования сплава, из которого выполняется штамповка (около 800 °С для титановых сплавов);

2) нагретую заготовку (пруток) деформируют на ковочной машине или в прессе до получения формы штамповки, близкой к окончательной (предварительно формируются хвостовик и перо лопатки). Переход выполняется для дальнейшего точного позиционирования заготовки в штампе;

3) заготовку смазывают и снова нагревают в печи до температуры деформирования материала;

4) нагретую заготовку с предварительно нанесенным специальным смазочным материалом устанавливают в штампе и вновь деформируют. Таких переходов может быть два и более. Штамповку повторяют необходимое число раз для получения требуемой геометрии полуфабриката лопатки;

5) полуфабрикат отправляют на дальнейшие операции — снятие альфированного слоя, удаление смазки, термическую обработку и т. д.

Наиболее трудозатратными являются переходы 1—4: причем длительность штамповки 1÷2 с, а длительность переходов перемещения, установки, выбивки полуфабриката из штампа — от 10 до 30 мин. Кроме того, все операции выполняют вручную.

За последние годы значительное развитие получили традиционные технологии изготовления заготовок методами пластического деформирования, включая изотермическую и "жидкую" штамповки, т. е. деформирование при температурах, близких к температурам фазовых превращений деформируемых металлов. Эти технологии наиболее перспективны, о чем свидетельствует зарубежный опыт получения заготовок. Ниже приведены данные, которые показывают, что производство точных штамповок в отечественном авиадвигателестроении в 2 раза меньше, чем в США, что можно объяснить низким КИМ:

	Россия	**США**
Горячие штамповки в общем объеме заготовок ГТД, %.	32,2	5÷7 (полностью за счет импорта из развивающихся стран)
Точные заготовки, полученные пластическим деформированием, %	25	50÷60

Постоянные вибрации, высокий уровень шума, выбросы в атмосферу горячих газов с вредными веществами, образующимися при нагревании заготовок перед деформированием и нанесением смазок, используемых при штамповке, позволяют отнести штамповочное производство к вредным для человека. Также высок травматизм, связанный с транспортировкой тяжелых горячих полуфабрикатов, обрубкой облоя, разрушением заготовок и штампов при наличии в них дефектов.

Данные производственные проблемы решает полная автоматизация всего процесса горячей штамповки лопаток, позволяющая сократить вспомогательное время на технологические переходы. В частности, это разработка роботизированного комплекса для автоматизированной штамповки заготовок лопаток компрессора ГТД, оснащение его специализированной штамповой оснасткой, модернизация и разработка специального оборудования, что можно осуществить, объединив знания и реальные производственные технологии. Так, НПО "Сатурн" и РГАТУ им. П. А. Соловьева в течение последних 5 лет успешно выполняют комплексный проект по созданию высокотехнологичного производства лопаток малоступенчатых высоконапорных компрессоров газотурбинных установок — центра технологических компетенций ОДК (ЦТК). Цель создания ЦТК — формирование высокорентабельных специализированных по технологическому признаку производств для обеспечения внутренних потребностей ОДК, а также сторонних заказчиков.

В рамках данного проекта проведены научно-исследовательские, опытно-конструкторские и технологические работы по созданию производства лопаток — основных деталей, определяющих ресурс и надежность работы ГТД, выпускаемых предприятием. Рабочая часть лопаток — перо, имеет сложную пространственную форму с переменными профилями поперечных сечений по его длине. Сечения пера обычно развернуты относительно друг друга на угол до 60°. Относительно тонкое перо лопаток имеет значительный перепад толщин от комлевого к периферийному сечению и малую кривизну (большой радиус окружности, вписанной в профиль поперечного сечения). Так как лопатки работают в сложных вибрационных условиях и при высоких температурах, достигающих для компрессора 800 °С, то рабочие поверхности отдельных лопаток необходимо выполнять по первому классу точности согласно ОСТ 1.02571—86 "Лопатки компрессоров и турбин". При изготовлении ГТД нового поколения технологи в данном проекте должны были обеспечить такие предельные отклонения размеров, формы и расположения пера относительно замка, при которых отклонения частот собственных колебаний каждой лопатки не превышали бы 2 % от заданных номинальных величин.

При изготовлении ГТД нового поколения для современных гражданских и военных самолетов, судов и энергетических установок в рамках данного проекта разработана производственная система на базе процессов электрохимической обработки (ЭХО) нового уровня, созданы технологическое оборудование и комплексное обеспечение его работы [5]. Создаваемое автоматизированное произ-

водство лопаток компрессоров ГТД включает полный цикл изготовления деталей на основе совершенствования ключевой технологии — объемной ЭХО деталей проточной части, и других технологий, включая механическую обработку наружного контура деталей (подготовку базовых поверхностей, варианты обработки проточной части лопаток и хвостовиков). Завершены научный и технологический этапы проекта и начато серийное производство лопаток компрессора ГТД.

При реализации проекта была запущена специализированная линия ЭХО малоразмерных лопаток, включающая три функционально связанных участка: электрохимической обработки всех элементов рабочей части лопаток ГТД; сборки, очистки, термостабилизации и подачи электролита к станкам; изготовления и корректировки мастер-лопаток и контроля обработанных деталей. Разработан, изготовлен и введен в эксплуатацию принципиально новый, не имеющий аналогов в РФ, специальный многофункциональный обрабатывающий центр для комплексной обработки наружного контура лопаток компрессора в автоматическом цикле. Разработаны и изготовлены принципиально новые для отечественного авиадвигателестроительного производства установки ЭХЛ-100 и ЭХЛ-200 для ЭХО проточной части лопаток длиной от 50 до 250 мм. Результаты разработок используются в НПО "Сатурн" при производстве ГТД, освоенных предприятием в рамках программы импортозамещения.

При реализации проекта возникла необходимость дополнительных НИОКРТР в заготовительном штамповочном производстве лопаток компрессоров. Это стало началом работы над проектом "Роботизированный комплекс автоматизированной штамповки лопаток компрессоров ГТД", который будет осуществлен до 2018 г. Комплекс использует современные методы пластического формообразования заготовок лопаток с малыми припусками под последующее шлифование и (или) полирование. Научно-технические задачи проекта определены его технологическим содержанием и научной кооперацией с производством. В проекте участвуют РГАТУ и научно-техническая фирма Electrotherm (Израиль) — одна из ведущих компаний по проектированию и изготовлению печей для нагревания заготовок при горячей штамповке и ТО деталей, предназначенных для аэрокосмической, энергетической и медицинской отраслей промышленности.

Данный проект направлен на производство штампованных заготовок размерами от 50 до 200 мм. Заготовки бóльших размеров невозможно обработать на имеющихся мощностях, к тому же крупногабаритные заготовки экономичнее обрабатывать ковкой, а затем фрезеровать. Это объясняется тем, что при большой серийности деталей эффективнее изготовлять заготовки с минимальными припусками под механическую обработку и последующим использованием автоматизированных станков с ЧПУ, ЭХО и других прогрессивных методов обработки. Использование более дорогого оборудования и оснастки в этом случае полностью окупается.

Основной смысл проекта автоматизации горячей штамповки лопаток — установление связей между технологическим оборудованием, заключающееся во внедрении специальных средств автоматизированного перемещения штампуемых полуфабрикатов в технологическом потоке. Средства автоматизации, встроенные в участки штамповочного передела, должны работать в едином цикле и иметь общую систему управления, т. е. обеспечивать захват и перемещение полуфабриката на рабочее место; установку деталей на позицию штамповки и их удаление; перемещение к следующему оборудованию; свободную рабочую зону штампа для перемещения средств нанесения твердой смазки на рабочую поверхность штампа и т. д.

Проект предусматривает проектирование и изготовление робототехнологического комплекса (РТК) для автоматизации процессов горячей штамповки лопаток компрессора, реализующего безлюдную технологию в агрессивной среде горячего ковочного производства и снижающего трудоемкость изготовления штампованных деталей. Данный РТК обеспечивает постоянный цикл: нагрев заготовки перед деформированием; минимально возможное время переноса заготовки из зоны нагрева под пресс; многопереходную штамповку с автоматическим нанесением смазочного материала на штамп; выгрузку готовых полуфабрикатов.

Комплекс состоит из технологического оборудования, модернизированного для автоматической загрузки/выгрузки деталей и нанесения на штампы специальных смазок, а также специальных средств автоматизации (роботов, манипуляторов и др.), разработанных под конкретные групповые технологии штамповки лопаток компрессоров, используемых в гражданских, военных, транспортных и морских ГТД.

В состав РТК входят: робот-манипулятор Fanuc; карусельная печь ELRH-12 для нагрева заготовок; электровинтовой пресс Schuler PA 325f; робот Fanuc для сушки и смазывания штампов; система управления РТК, магазин-накопитель, приемник готовой продукции. Комплекс реализует современные процессы горячей штамповки, которые требуют одинаковых режимов нагрева штампов и их нагружения, а также ритмичной автоматической загрузки/выгрузки деталей.

Комплексная автоматизация штамповки лопаток ГТД из титановых и жаропрочных сталей и сплавов включает: подготовку заготовок к нагреву; их нагрев в модернизированной электрической карусельной печи фирмы Electrotherm перед высадкой; получение фасонных заготовок на модернизированном сервопрессе фирмы Schuler; нагрев за-

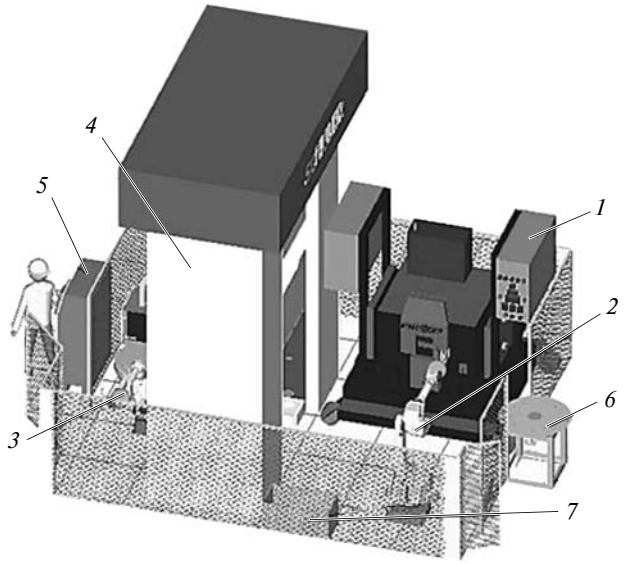


Рис. 4. 3D-модель размещения оборудования и компоновки участка РТК:

1 — модернизированная карусельная электрическая печь ELRH-12; *2* — опытный образец робота-манипулятора; *3* — робот для сушки и смазывания штампов; *4* — электровинтовой пресс; *5* — система управления; *6* — магазин-накопитель; *7* — приемник готовой продукции

готовок в электрической карусельной печи перед штамповкой; штамповку лопаток на модернизированном винтовом прессе фирмы Schuler; обрезку штамповок лопаток на обрезном прессе усилием 250 тс; их транспортировку в специальную тару после обрезки.

Схема 3D-модели расположения модернизированного, встраиваемого в РТК уникального технологического оборудования и компоновка участка РТК приведены на рис. 4. Модернизированная карусельная электрическая печь ELRH-12 осуществляет равномерный и стабильный нагрев заготовок до температуры пластической деформации для последующей постоянной их подачи на штамповку. Опытный образец робота-манипулятора с термостойкими спутниками-захватами позволяет работать при высоких температурах. Робот для сушки и смазывания штампов встроен в винтовой пресс для штамповки лопаток. Электровинтовой пресс, модернизированный под РТК, выполняет штамповку с дозированной индивидуально для каждого вида лопаток энергией удара, что повышает стойкость штамповой оснастки, снижает энергопотребление и износ пресса.

Налажен выпуск заготовок лопаток: для компрессоров низкого давления ГТД SaM146 гражданского самолета Сухой-Суперджет SSJ-100; ГТД АЛ55 для учебно-тренировочного самолета; для ГТД 4РМ, 6.3РМ, 10РМ, используемых в агрегатах по перекачке газа; для ГТД М70ФРУ, М75ФРУ, М90ФР, используемых в силовых установках кораблей ВМФ РФ. Заготовки имеют: проточную часть длиной 50÷200 мм; призматический хвостовик; припуск по перу не более 1 мм; припуск по хвостовику от 1 до 1,5 мм. Заготовки лопаток соответствуют 5 классу точности по ОТС 1.41717—78.

Таким образом, комплексная автоматизация процесса штамповки позволит: повысить качество лопаток; стабилизировать пластическое деформирование; подавать детали с позиции на позицию за одинаковое время, т. е. при стабильной температуре. Это обеспечит одинаковые условия деформирования, стабилизирует остаточные деформации заготовки, нормализует величину технологического отхода. Изготовляемые в автоматическом цикле лопатки имеют 100 %-е повторение формы и стабильные припуски под дальнейшую механическую обработку. Более того, автоматическая подача и перемещение заготовок по программируемым циклам позволяет не перегревать деталь, а подавать ее каждый раз в новый штамп в оптимальном диапазоне температур.

В результате КИМ увеличится в 2—2,5 раза, трудоемкость изготовления лопаток снизится на 70÷80 %, а их себестоимость — на 15÷30 %; пропускная способность оборудования увеличится на 60 %; производительность штамповки одного молота составит 600÷800 штук в смену. Кроме того, автоматизация штамповки лопаток позволит исключить использование рабочих, существенно уменьшить влияние человеческого фактора на процесс, исключить травматизм и профессиональные болезни персонала кузнечно-штамповочных цехов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Полетаев В. А.** Технология автоматизированного производства лопаток газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 2006. 255 с.

2. **Автоматизация** управления организацией производства газотурбинных авиационных двигателей / И. Д. Юдин, Т. Д. Кожина, В. А. Полетаев и др.; Под общ. ред. Т. Д. Кожиной, И. Д. Юдина. М.: Машиностроение, 2012. 270 с.

3. **Кожина Т. Д., Ерошков В. Ю.** Матричная система обеспечения эксплуатационных показателей тяжелонагруженных деталей ГТД на стадии проектирования технологических процессов // Сб. тр. Международной науч.-практ. конф. "Актуальные проблемы современного машиностроения". Томск: Изд-во ТПУ, 2015. С. 40—46. http://www.lib.tpu.ru/fulltext/c/2015/C88/C88.pdf.

4. **Кожина Т. Д., Курочкин А. В.** Методика проведения исследовательских испытаний по заливке лопаток в брикет в общем цикле синклинальных испытаний лопаток компрессоров ГТД // Вестник РГАТУ им. П. А. Соловьева. 2015. № 3 (34). С. 54—59.

5. **Кожина Т. Д., Курочкин А. В.** Результаты исследовательских испытаний лопаток компрессора газотурбинного двигателя, полученные методом электрохимической обработки // Сб. тр. Междунар. науч.-практ. конф. "Актуальные проблемы современного машиностроения". Томск: Изд-во ТПУ, 2015. С. 169—177. http://www.lib.tpu.ru/fulltext/c/2015/C88/C88.pdf

УДК 66.02:665.6:66.09

Е. В. КУРНАСОВ, канд. техн. наук (МИРЭА), А. Б. МАЛЫШКИН (ООО "ВНИИОС-наука", г. Москва),
e-mail: mra2013@yandex.ru

Комплексный подход к управлению процессом селективного гидрирования ацетиленистых соединений

Разработана модель зависимости количества подаваемого в реактор гидрирования водорода от концентрации ацетилена. Предложен алгоритм каскадно-автоматического управления процессом селективного гидрирования, позволяющего оптимизировать подачу водорода на основании учета фактической концентрации ацетилена в этан-этиленовой фракции и нагрузки по сырью на входе в реактор.

Ключевые слова: селективное гидрирование, этилен, ацетилен, водород, катализатор, реактор, адаптивное управление, система управления.

The model of dependency of hydrogen quantity, feed in hydrogenation reactor, from acetylene concentration, is developed. The algorithm of cascade-automatic control of selective hydrogenation process, allowing to optimize hydrogen feed basing on account for actual acetylene concentration in ethane-ethylene fraction and load on stock at reactor input, is suggested.

Keywords: selective hydrogenation, ethylene, acetylene, hydrogen, catalyst, reactor, adaptive control, control system.

Этилен является базовым материалом для получения практически всего спектра нефтехимических продуктов (пластики, каучуки и т. д.).

В машиностроении используют преимущественно производные этилена (полиэтилен, полипропилен, сополимеры и другие полимеры), из которых все чаще изготовляют ответственные детали машин и механизмов с высокой нагрузочной способностью — детали насосов, подшипников, кулачковых механизмов, зубчатые и червячные колеса, уплотнения, прокладки и некоторые детали, работающие в агрессивных средах.

До 2012 г. в России производили 2 млн т этилена в год, а объем мирового производства составлял 130 млн т в год [1]. Производство этилена во многом определяет развитие нефтехимической отрасли и уровень экономики страны, поэтому совершенствование технологий его получения и дальнейшей переработки — актуальные задачи.

Промышленное производство этилена осуществляется пиролизом низших предельных углеводородов (этан, пропан, бутан), жидких дистиллятов нефти (прямогонный бензин), нафты, а также смешанного сырья. При пиролизе легкого сырья, например этана, при строгом соблюдении технологий максимальный выход этилена составляет 30 %. При этом в производстве этилена обязательным является гидрирование ацетиленистых соединений. Гидрирование ацетилена в этан-этиленовой фракции (ЭЭФ) в дальнейшем при ректификации обеспечивает получение этилена полимеризационной чистоты (99,9 % об.).

Основная задача гидрирования заключается в том, чтобы на выходе из реактора гидрирования ЭЭФ снизить концентрацию ацетилена до значений, не превышающих 0,0001 % мас., чтобы далее подвергнуть товарный этилен полимеризации. Если же концентрация ацетилена будет выше, реакция полимеризации может не состояться, и полученный этилен будет сжигаться на факеле как брак, что обернется огромными финансовыми потерями.

При селективном гидрировании существует вероятность побочных реакций олигомеризации этилена и ацетилена с образованием зеленого масла, а со временем и образования на поверхности катализатора различных углеводородных отложений, что ухудшает качество гидрирования, так как повышается возможность попадания ацетилена в продукт, что снижает производительность установки.

Исследования в этой области, прежде всего, направлены на создание высокопроизводительного отечественного катализатора [1—6], соизмеримого по активности с известными и широко применяемыми промышленными катализаторами, но обладающего повышенной механической прочностью и селективностью. При этом повышению эффективности основных энергоемких процессов на основе рациональных методов управления не уделяется должного внимания. Поэтому в настоящее время весьма актуальным является разработка высокоэффективной системы автоматического управления процессом селективного гидрирования ацетиленистых соединений.

Во многих отраслях промышленности хорошо зарекомендовали себя автоматизированные систе-

мы управления на базе современных программно-технических комплексов с программируемыми логическими контроллерами (ПЛК), имеющие развитые коммуникационные и вычислительные средства [7—10]. Их эффективность во многом зависит от степени автоматизации и специфики конкретного производства. Поэтому для оптимизации производства требуются детальный анализ эффективности автоматизируемых технологических процессов [11—14] и оценка взаимодействия информационных потоков предприятия [15, 16].

Управление процессом гидрирования осуществляется изменением температуры на входе в реактор и подачи водорода. Основной задачей оператора, осуществляющего управление процессом и его контроль, является полное удаление ацетилена. При недостаточной автоматизации в систему, как правило, подается избыточное количество водородсодержащего газа и устанавливаются завышенные температуры для гарантированного обеспечения гидрирования при колебаниях качества ЭЭФ и нагрузки на реактор по сырью, что снижает селективность процесса и ведет к потере продукта из-за перегидрирования этилена в этан.

При хвостовом способе гидрирования ацетиленистых соединений в последнее время большое распространение получил метод каскадно-автоматического управления дозировкой водорода, в котором водород в реактор гидрирования подается в зависимости от нагрузки по сырью. Для определения количества водорода, требуемого для успешного гидрирования, используется отношение расходов фракции и водорода, что требует от оператора установки гидрирования периодической ручной корректировки.

Основным недостатком данного подхода является то, что в расчете не учитываются колебания качества сырья и концентрации ацетилена, в результате чего оператор установки гидрирования вынужден задавать избыточную дозировку водорода. При этом управление температурой процесса, т. е. энергией реакции, осуществляется оператором в ручном режиме.

Так как в реактор подается избыточное количество водорода и задается высокая температура процесса гидрирования, кроме целевой реакции часто возникают побочные процессы, которые обусловливают негативные факторы:

снижение производительности и потеря целевого продукта в результате перегидрирования этилена в этан, который далее направляют на рецикл в печи пиролиза;

увеличение энергетических затрат из-за повторного пиролиза сырья;

образование полимеров и коксование катализатора;

повышение выбросов диоксида углерода (CO_2) в окружающую среду и в печах пиролиза, и при регенерации катализатора выжиганием углеводородных отложений с выбросом в окружающую среду через факельную систему.

Таким образом, метод управления процессом гидрирования ацетилена в ЭЭФ целесообразен только в том случае, если концентрация ацетилена, подлежащего гидрированию, колеблется незначительно.

Повысить качество очистки пиролизных этан-этиленовых фракций от примесей ацетилена можно введением каскадно-автоматического управления функции анализа состава сырья, позволяющей наиболее точно определить требуемое количество водорода для гидрирования в зависимости от фактической концентрации ацетилена в ЭЭФ и текущей нагрузки по сырью на входе в реактор гидрирования.

Прежде чем перейти к предлагаемым решениям напомним, что в основе гидрирования ацетилена в ЭЭФ лежат следующие экзотермические реакции:

$$C_2H_2 + H_2 \rightarrow C_2H_4 + 41{,}69 \text{ ккал/моль};$$

$$C_2H_4 + H_2 \rightarrow C_2H_6 + 32{,}74 \text{ ккал/моль},$$

где C_2H_2 — ацетилен; C_2H_4 — этилен; H_2 — водород; C_2H_6 — этан.

Данные реакции сопровождаются выделением значительного количества теплоты: при образовании этилена — 41,69 ккал/моль, при образовании этана — 32,74 ккал/моль. Также следует учитывать побочную реакцию — образование зеленого масла (полимеров с числом атомов углерода от 6 и выше), что ухудшает качество целевого продукта.

Основой предлагаемого метода являются математическая модель — зависимость количества подаваемого в реактор водорода от концентрации ацетилена, и алгоритм каскадно-автоматического управления подачей водорода при изменении концентрации ацетилена и нагрузки на реактор по сырью.

На примере рассмотрим основные этапы.

Принимаем, что расход фракции составляет 50 735 кг/ч. Сырье получено, его состав представлен в табл. 1. Зависимость количества водорода

Таблица 1

Состав и концентрация веществ во фракции сырья, подаваемого в реактор гидрирования

Компонент сырья (химическая формула)	Концентрация, % об.
Ацетилен (C_2H_2)	0,59
Этилен (C_2H_4)	62,86
Этан (C_2H_6)	36,15
Пропилен (C_3H_6)	0,4

от концентрации ацетилена будем оценивать коэффициентом Кр, рассчитанного следующим образом.

1. Определяем массу фракции.

Молярная масса (ММ) каждого химического вещества, входящего в состав фракции, определяется формулой

$$\text{ММ}_i = \text{КВ} \cdot \text{ММ}, \text{ г/моль},$$

где КВ — концентрация химического вещества во фракции (см. табл. 1), % об.; ММ — молярная масса химического вещества (табл. 2), г/моль. Тогда

$$\text{ММ}_{C_2H_2} = 0{,}59 \cdot 26{,}04 = 15{,}36 \text{ г/моль};$$

$$\text{ММ}_{C_2H_4} = 62{,}86 \cdot 28{,}05 = 1763{,}22 \text{ г/моль};$$

$$\text{ММ}_{C_2H_6} = 36{,}15 \cdot 30{,}07 = 1087{,}03 \text{ г/моль}.$$

Молярная масса фракции (ММФ) определяется формулой

$$\text{ММФ} = \text{ММ}_{C_2H_2} + \text{ММ}_{C_2H_4} + \\ + \text{ММ}_{C_2H_6} + \text{ММ}_{C_3H_6}.$$

Следовательно, ММФ = 2882,44 г/моль.

2. Концентрация ацетилена

$$\text{КМ} = \frac{\text{ММ}_{C_2H_2}}{\text{ММФ}} 100 = 0{,}532 \text{ \% мас.},$$

где КМ — массовая концентрация ацетилена.

3. Массовый расход ацетилена:

$$G_{1C_2H_2} = \frac{G_{\text{ЭЭФ}}}{100} \text{КМ} = \frac{50\ 735}{100} 0{,}532 = \\ = 269{,}91 \text{ кг/ч}, \quad (1)$$

где $G_{\text{ЭЭФ}}$ — расход ЭЭФ, кг/ч.

Молярный расход ацетилена:

$$G_{2C_2H_2} = \frac{G_{1C_2H_2}}{\text{ММ}_{1C_2H_2}} = \frac{269{,}91}{26{,}04} = \\ = 10{,}365 \text{ кг} \cdot \text{моль/ч}, \quad (2)$$

где $G_{2C_2H_2}$ — молярный расход ацетилена.

Таблица 2

Молярная масса химических веществ, г/моль

Химическое вещество	Масса
Водород	2,016
Ацетилен	26,04
Этилен	28,05
Этан	30,07
Пропилен	42,08

4. Определяем расход водорода при теоретическом стехиометрическом соотношении водорода и ацетилена 1:1.

Из расчета [см. формулы (1) и (2)] следует, что при отношении водорода и ацетилена 1 : 1 подача водорода должна составлять 10,365 кг · моль/ч. Тогда расход водорода определим по формуле

$$G_{H_2} = G_{2C_2H_2} \text{ММ}_{H_2},$$

где $G_{H_2} = 10{,}365 \times 2{,}016 = 20{,}90$ кг/ч — расход водорода.

Следовательно, при гидрировании 269,91 кг/ч ацетилена подача водорода, который присутствует в водородсодержащем газе, должна составлять 20,90 кг/ч.

5. Определяем коэффициент Кр:

$$\text{Кр} = \frac{G_{\text{ЭЭФ}}}{G_{H_2}} = \frac{50\ 735}{20{,}90} = 2427{,}51.$$

Следовательно, при $G_{\text{ЭЭФ}} = 50\ 735$ кг/ч и Кр = 2427,51 подача водорода в реактор гидрирования должна составлять 20,90 кг/ч.

Алгоритм каскадно-автоматического управления подачей водорода на основании коэффициента Кр, учитывающий изменение концентрации ацетилена и нагрузки на реактор по сырью, показан на рисунке.

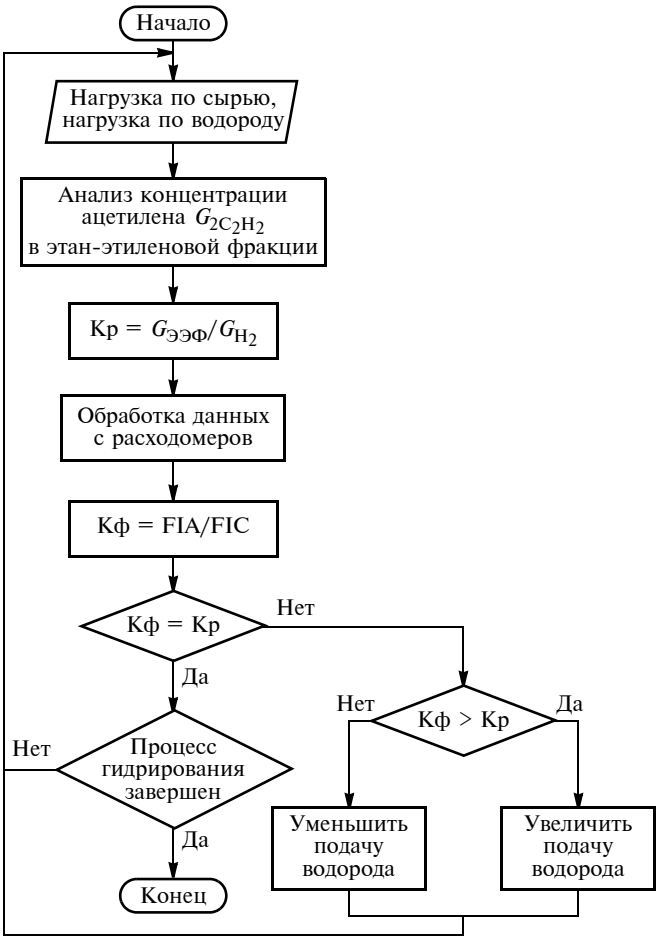
Первый этап работы системы управления — стабилизация процесса гидрирования, т. е. обеспечение допустимой концентрации ацетилена в ЭЭФ на основании расчетного коэффициента Кр.

Сначала в установку гидрирования подается сырье (этан-этиленовая фракция) и водород, количество которого определяется как среднестатистическое значение подачи при данной нагрузке по сырью.

Далее вычисляется коэффициент Кр. При этом определяется точная подача водорода (G_{H_2}) в реактор гидрирования при данном молярном расходе ацетилена ($G_{2C_2H_2}$) в ЭЭФ. Подача водорода в таком количестве осуществляется до тех пор, пока не изменится нагрузка по сырью на входе в реактор и количество ацетилена в ЭЭФ.

Изменения нагрузки по сырью (FIA) и количества подаваемого водородсодержащего газа (FIC) фиксируются расходомерами. Эти данные используются системой для определения фактического коэффициента Кф соотношения нагрузки по сырью и водорода.

При изменении расхода ЭЭФ, подаваемой в реактор гидрирования, изменяется и коэффициент Кф. Система управления автоматически в соот-



Алгоритм каскадно-автоматического управления подачей водорода, учитывающий изменение концентрации ацетилена и нагрузки на реактор по сырью

ветствии с алгоритмом корректирует подачу водорода.

Так как все промышленные контроллеры поддерживают элементарные логические и арифметические операции, обработку аналоговых значений и сравнение данных, для реализации предлагаемого решения достаточно применить промышленный контроллер, используемый в типовой системе управления процессом селективного гидрирования.

Предлагаемый метод каскадно-автоматического управления позволяет не только существенно уменьшить потери целевого продукта, но и исключить ошибки, связанные с человеческим фактором при ручной корректировке количества водородсодержащего газа, подаваемого в реактор гидрирования ЭЭФ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бурганов Б. Т.** Палладиевые катализаторы селективного гидрирования ацетилена, полученные с использованием сверхкритического диоксида углерода: Автореф. дис. канд. хим. наук. Казань: Изд-во КНИТУ, 2015. 19 с.

2. **Качалова Т. Н., Хайруллина Л. И.** Модернизация узла гидрирования этан-этиленовой фракции // Вестник Казанского ТУ: Сб. науч. тр. Т. 15. 2012. Вып. № 10. С. 230—231.

3. **Муллахметов А. Г.** Гидрирование ацетилена в этан-этиленовой фракции на новом палладиевом катализаторе: Автореф. дис. канд. техн. наук. Казань: Изд-во КГТУ, 2000. 18 с.

4. **Новые** высокоселективные катализаторы гидрирования на основе биметаллических ацетатных комплексов / И. С. Машковский, О. П. Ткаченко, Г. Н. Баева и др. // Кинетика и катализ. Т. 50. 2009. № 5. С. 798—805.

5. **Селективное** гидрирование ацетилена на наноразмерных катализаторах / Л. А. Тюрина, С. А. Николаев, С. А. Гуревич и др. // Катализ в промышленности. 2008. № 5. С. 86—91.

6. **Богдан В. И., Коклин А. Е., Казанский В. Б.** Регенерация дезактивированных палладиевых катализаторов селективного гидрирования ацетилена сверхкритическим CO_2 // Сверхкритические Флюиды: Теория и Практика. Т. 1. 2006. № 2. С. 5—12.

7. **Курнасов Е. В.** Программируемые логические контроллеры систем автоматизации и управления: технологии Beckhoff: Учеб. пособ. М.: МГУПИ, 2014. 128 с.

8. **Андреев Е. Б., Попадько В. Е.** Программные средства систем управления технологическими процессами в нефтяной и газовой промышленности: учебное пособие. М.: РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина, 2005. 268 с.

9. **Kurnasov E. V.** Object attachment of devices in SCADA systems // Russian Engineering Research. Т. 33. 2013. № 3. С. 152—155.

10. **Матвейкин В. Г., Фролов С. В., Шехтман М. Б.** Применение SCADA-систем при автоматизации технологических процессов: Учеб. пособ. М.,Тамбов: Машиностроение, 2000. 176 с.

11. **Курнасов Е. В.** Оценка эффективности автоматизированного технологического процесса с учетом его декомпозиции и синтеза подпроцессов // Автоматизация. Современные технологии. 2016. № 4. С. 31—35.

12. **Холопов В. А., Ладынин А. И.** Анализ структур АСУТП по отношению к типам производства // Промышленные АСУ и контроллеры. 2015. № 6. С. 7—11.

13. **Курнасов Е. В., Тен В. Э.** Алгоритмы анализа и контроля эффективности автоматизированных технологических процессов // Автоматизация и современные технологии. 2014. № 12. С. 21—25.

14. **Албагачиев А. Ю., Кушнир А. П.** Прогнозирование результатов измерения инерционных параметров на основе математического моделирования // Приборы. 2012. № 9. С. 24—28.

15. **Курнасов Е. В.** Оценка степени межуровневого взаимодействия информационных потоков производственного предприятия с MES-системой // Сборка в машиностроении и приборостроении. 2012. № 3. С. 3—5.

16. **Холопов В. А., Голубцов И. Н.** Классификация автоматизированных производств для определения уровня и метода их автоматизации // Ползуновский вестник. 2012. № 1. С. 315—317.

УДК 533.59

О. В. ТУШАВИНА, канд. техн. наук, В. А. АФАНАСЬЕВ, д-р техн. наук (Национальный исследовательский университет МАИ), С. А. СЕВЕРЦЕВ, д-р техн. наук (ОАО НПО "Наука", г. Москва), e-mail: solgtu@gmail.com

Снижение газовых нагрузок в вакуумных камерах для получения сверхвысокого разрежения

Предложен расчет электронагревателей в вакуумных камерах для получения сверхвысокого разрежения. Предложена эффективная защита испытуемого изделия. Установлено допустимое время включения нагревательных элементов.

Ключевые слова: сверхвысокое разрежение, вакуумная камера, нагревательный элемент, защита.

The analysis of electric heaters in vacuum chambers for obtaining of ultrahigh exhaustion is suggested. The effective protection of the tested product is suggested. The allowable operation time of heating elements is determined.

Keywords: ultrahigh exhaustion, vacuum chamber, heating element, protection.

Обеспечение герметичности космических летательных аппаратов (КЛА), а следовательно, и безопасности их эксплуатации обусловливает необходимость проведения большого числа стендовых испытаний на герметичность их элементов в период предстартовой подготовки [1, 2].

Трудность получения сверхвысокого вакуума в промышленных вакуумных камерах заключается в том, что при давлении $p < 1{,}3 \cdot 10^{-5}$ Па из металлических элементов конструкции выделяются газы, т. е. происходит десорбция, которая затрудняет получение требуемого по техническому заданию (ТЗ) давления, например $1{,}3 \cdot 10^{-8}$ Па.

Для снижения газовой нагрузки Q (или потока натекания) требуются высокая герметичность всех элементов камеры и применение материалов, которые в условиях сверхвысокого вакуума выделяют газы как можно меньше. При этом система откачки, особенно криогенная, должна быть высокопроизводительной. Для получения в камере большого объема давления $p = 1{,}3 \cdot 10^{-8}$ Па необходимо, чтобы газовая нагрузка $Q = pS$ (p — давление разрежения; S — скорость откачки крионасоса) была не выше $3{,}9 \cdot 10^{-6}$ Па · м^3/с и $S \geq 3 \cdot 10^2$ м^3/с.

Так как при нормальных условиях твердые тела обладают свойством сорбции, абсорбции и хемосорбции, то в условиях высокого разрежения их необходимо подвергать принудительной десорбции путем нагревания всех элементов камеры до температур 550÷600 К и выше. Это обосновано теоретически и подтверждено экспериментально [3—6] эксплуатацией, например, установки, схема которой приведена на рис. 1. За 10 лет эксплуатации в данной установке не обнаружено разрушений и разгерметизации конструктивных элементов рабочей камеры.

Расчет газовой нагрузки, вызванной десорбцией внутренних поверхностей камеры *1*, приведен в работе [3].

Цель настоящей работы — определение мощности электронагревателя и проверка его работоспособности.

Чтобы избежать возникновения пробоев, в системе нагревания камеры *1* необходимо исключить применение высокого напряжения (220 или 127 В). В данном случае питание нихромовых электронагревателей целесообразно осуществлять от многоступенчатого трансформатора ОСУ-40 с выходным напряжением от 4,5 до 21 В. В соответствии с ТЗ мощности нагревателей *3* и *4* цилиндрической части рабочей камеры *1* и ее коллектора *13*, выполненного из стали Х18Н10Т, при температуре $T \leq 600$ К не должны превышать 15 кВт. В качестве электронагревателя использовали проволоку из нихрома Х20Н80 диаметром $d = 4$ мм — 24 элемента *3* электронагревателя длиной $l = 3{,}5$ м с удельным сопротивлением $\rho = 1{,}27$ Ом · мм^2/м. Подключение источника питания (трансформатора) к электронагревателям — параллельное, осуществляется с на-

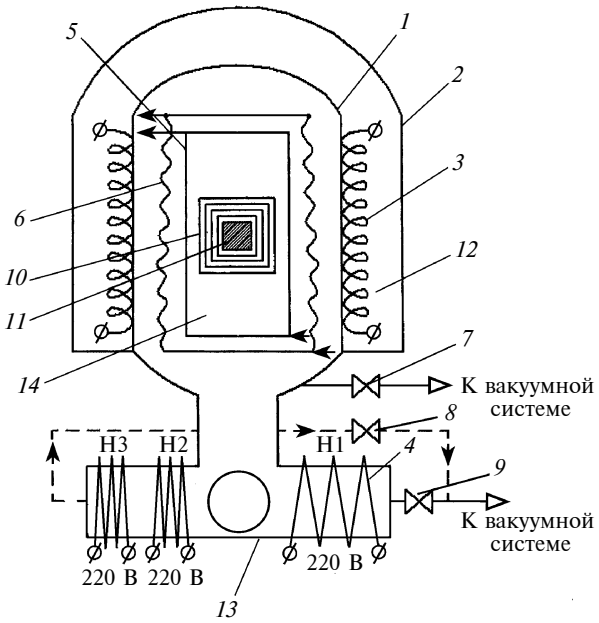


Рис. 1. Схема камеры сверхвысокого разрежения:

1 — рабочая камера; *2* — защитная камера; *3* — система нагревания; *4* —нагреватель коллектора откачки; *5* — азотный экран; *6* — гелиевый крионасос; *7—9* — клапаны; *10* — теплозащитные экраны; *11* — изделие; *12* — полость высокого разрежения; *13* — коллектор системы откачки; *14* — рабочая полость

ружной стороны цилиндрической части камеры с использованием специальных изоляторов.

Техническая характеристика трансформатора ОСУ-40 представлена в табл. 1.

Расчет электронагревателя рабочей камеры.

Напряжение трансформатора $U = 20{,}9$ В, мощность $P_{тр} = 40$ кВт.

Площадь сечения проволоки из нихрома $S = \pi d^2/4 = 12{,}6$ мм^2.

Сопротивление проволоки из нихрома $R_н = \rho l/S = 0{,}35$ Ом.

Сила тока в одном элементе $I_н = U/R_н = 20{,}9/0{,}35 = 60$ А.

Мощность одного элемента $P_н = I_н^2 R_н = 60^2 \cdot 0{,}35 = 1{,}26$ кВт.

Площадь поверхности одного элемента $S_п = \pi dl = 440$ см^2.

Удельная мощность $W = P_н/S_п = 2{,}86$ кВт/см^2.

Суммарная мощность электронагревателя $P_\Sigma = P_н n = 30$ кВт.

Суммарная сила тока в электронагревателе $I_{\Sigma н} = nI_н = 1440$ А.

Аналогично определили эксплуатационные показатели остальных ступеней трансформатора (табл. 2).

Дегазация коллектора *13* рабочей камеры осуществляется нагревателями *4* из сплава Х20Н80 длиной $l_с = 30$ м и диаметром $d_с = 1$ мм при напряжении 220 В и частоте электрического тока 50 Гц. На трубопровод коллектора *13* из нихрома намотаны три спиральных нагревателя Н1, Н2 и Н3. Нихром находится в керамических изоляторах, закрытых асбестовым полотном для снижения теплоотвода в окружающую среду.

Расчет мощности спирали.

Площадь сечения проволоки $S_с = \pi d_с^2/4 = 0{,}79$ мм^2.

Сопротивление $R_с = \rho l_с/S_с = 48$ Ом.

Сила тока в спирали $I_с = U/R_с = 4{,}6$ А.

Потребляемая мощность $P_с = I^2 r = 1$ кВт.

Площадь поверхности спирали $S_{п.с} = \pi dl = 942$ см^2.

Удельная мощность спирали $W_с = P_с/S_{п.с} = 1{,}1$ Вт/см^2.

Суммарная мощность коллекторов 3 кВт.

Для увеличения мощности можно добавить спирали, разместив их внутри уже имеющихся. В данном случае температурный режим был оптимальный, и в конце испытательного цикла получено разрежение $p = 1{,}3 \cdot 10^{-8}$ Па.

Получение сверхвысокого вакуума с нагреванием рабочей камеры, коллекторов *13*, всех металлоконструкций камеры, находящегося в ней испытуемого изделия *11* и его четырех теплозащитных экранов из стали Х18Н10Т толщиной 1 мм выполняли следующим образом.

После установки изделия в камеру и подключения датчиков температуры, давления и контрольно-измерительных приборов, камеру проверяли на герметичность. Затем включали систему откачки рабочей (*14*) и защитной (*12*) полостей камеры, включали нагреватели *3* и *4* и одновременно осуществляли вакуумирование средствами предварительной откачки. При этом определяли суммарный газовый поток в рабочую камеру *1*.

Стенки рабочей камеры и коллекторные выводы за 16 ч нагревались до температуры 523 К, затем систему нагревания выключали. Через 69 ч камера остывала до температуры 333 К.

При температуре камеры 303 К давление в рабочей камере составляло $3{,}9 \cdot 10^{-4}$ Па. В период остывания камеры определяли суммарный газовый поток в рабочую полость камеры *1*, который рассчитывали по формуле $Q = \dfrac{(p_2 - p_1)V}{\tau_2 - \tau_1}$, где p_2 — давление в момент начала измерения газового потока (время τ_2); p_1 — давление при окончании измерения газового потока (время τ_1); V — объем камеры.

При температуре стенок камеры $T_{1к} = 403$ К суммарный газовый поток в рабочую полость составил $Q_1 = 8 \cdot 10^{-5}$ Па · м^3/с; при температуре $T_{2к} = 371$ К — $Q_2 = 6{,}65 \cdot 10^{-6}$ Па · м^3/с, при температуре $T_{3к} = 333$ К — $Q_3 = 1 \cdot 10^{-6}$ Па · м^3/с, что свидетельствовало об удовлетворительной чис-

Таблица 1

Техническая характеристика трансформатора ОСУ-40 по ступеням

Номер ступени	Напряжение U, В	Мощность, $P_{тр}$, кВт
1	20,9	40
2	18,0	34
3	15,7	30
4	14,0	26
5	12,6	24
6	10,4	20

Таблица 2

Эксплуатационные показатели ступеней трансформатора

Номер ступени	U, В	$P_{тр}$, кВт	$I_н$, А	$P_н$, кВт	$P_с$, кВт	W, Вт/см^2	$I_с$, А
1	20,9	40	60	1,25	30,0	2,80	1440
2	18,0	34	52	0,93	22,0	2,10	1250
3	15,7	30	45	0,70	17,0	1,60	1100
4	14,0	26	40	0,56	13,0	1,30	960
5	12,6	24	36	0,46	11,0	1,05	860
6	10,4	20	30	0,32	7,5	0,73	720

Примечания: 1. Режимы нагревания рабочей камеры обеспечивают требуемые температуры для всех металлоконструкций ступени. 2. Нагревание необходимо начинать с низких ступеней с переключением на последующие ступени через 15÷20 мин.

тоте и высокой герметичности рабочей камеры, так как по ТЗ газовый поток должен составлять $Q \le 3{,}9 \cdot 10^{-6}$ Па · м^3/с.

В вакуумной камере с комплектом из трех теплозащитных экранов испытывали элементы системы жизнеобеспечения космических объектов, при этом одновременно проверяли эффективность защиты испытуемых изделий от тепловых нагрузок при нагревании камеры до температуры $T_к$ = 500÷600 К. За критерий эффективности теплозащиты принят коэффициент $K_{эф} = K_{эк}/K_{б.э}$, где $K_{эк}$ — теплота, отведенная от изделия при использовании экранов; $K_{б.э}$ — теплота, поступающая в изделие при нагревании без экранов.

Кроме того, определяли допустимое время включения нагревательных элементов. Установлено, что без теплозащитных экранов высока вероятность выхода из строя испытуемых изделий в результате их перегревания.

Первый этап испытаний — отработка системы нагревания рабочей камеры в течение 14 ч: первые 9 ч температуру контролировали штатной термопарой, следующие 5 ч — датчиком ИС-545А с азотным экраном 5 (см. рис. 1).

Наибольшая эффективность теплозащитных экранов ($K_{эф}$ = 0,6) наблюдалась в период 4÷7 ч нагревания изделий: при $T_к$ = 518 К изделия нагрелись до температуры 321 К, за это же время нагревания без экранов температура изделий составляла $T_{из}$ = 383 К. Далее эффективность экранов снизилась (рис. 2). К моменту выключения системы нагревания $T_{из}$ составляла 463 К, и в следующие 4 ч из-за инерционности температура изделий достигала 473 К. Давление в рабочей камере изменялось от $1{,}5 \cdot 10^{-1}$ до $5 \cdot 10^{-3}$ Па, при этом работали только вакуумные насосы ТМН-200 и ВН-6Г.

Второй этап испытаний — определение мест установки температурных датчиков с учетом неравномерности нагревания стенок, в результате чего было принято решение изменить место установки контрольного датчика. Датчик ИС-545 установили с наружной стороны камеры в верхней ее части, где за все время испытаний поддерживалась температура 513 К. При использовании комплекта из трех экранов через 7 ч нагревания датчики зафиксировали значения $T_к$ = 513 К и $T_{из}$ = 311 К, таким образом, коэффициент эффективности составил $K_{эф}$ = 0,65. Работали насосы ТМН-200 и ВН-6Г, давление в камере изменялось от $3{,}5 \cdot 10^{-2}$ до $2{,}1 \cdot 10^{-4}$ Па, а суммарный газовый поток в камеру составил $Q = 2{,}7 \cdot 10^{-6}$ Па · м^3/с при $T_к = T_{из}$ = 328 К.

Испытания с использованием комплекта из трех экранов без принудительного охлаждения показали следующее. Через 6 ч после включения системы нагревания разность температур изделия при испытаниях с экранами и без них составила 60 К, через 9 ч — 55 К, через 14 ч — 45 К, через 17 ч — 35 К, т. е. с увеличением времени нагревания камеры эффективность неохлаждаемых экранов уменьшается. Происходит выравнивание температур изделия, экранов и камеры.

Теплозащитные экраны увеличивают время нагревания рабочей камеры до 5 ч (без экранов время нагревания составляет 2 ч). При этом для большинства испытуемых изделий $T_{из}$ не превышает 373 К.

Испытания показали, что для уменьшения теплоты, поступающей в изделие при нагревании камеры, необходимо повысить отражательную способность поверхностей экранов. Для этого использовали отполированные листы из коррозионностойкой стали.

Исследовали также возможность использования принудительного охлаждения теплозащитных экранов и дополнительного экранирования испытуемых изделий. Было принято наиболее простое и эффективное решение — установить четвертый теплозащитный экран с размерами 1000 × 1000 мм (рис. 3). Это позволило на 2 ч увеличить время эффективного нагревания камеры.

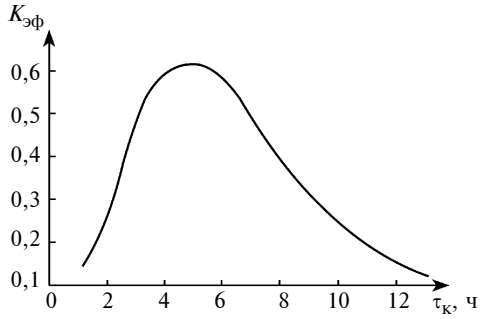


Рис. 2. Зависимость изменения коэффициента $K_{эф}$ эффективности теплозащитных экранов от времени $\tau_к$ нагревания камеры

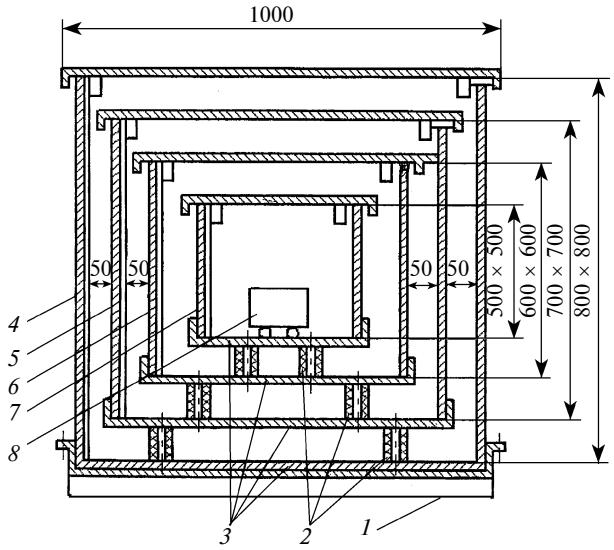


Рис. 3. Схема установки четырех теплозащитных экранов:
1 — опора; *2* — изолятор; *3* — днище; *4—7* — экраны; *8* — изделие

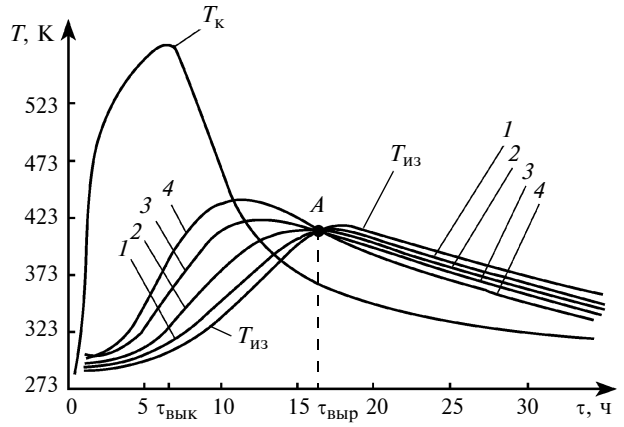


Рис. 4. Изменения температур камеры ($T_к$), четырех теплозащитных экранов (*1—4*) и изделия ($T_из$) в текущем времени τ ($T_{вык}$ — время выключения системы нагревания)

Сначала нагревается камера, далее нагреваются экраны *4*, *5*, *6*, *7* и испытуемое изделие *8*, температура экрана *4* выше температуры экрана *7*. После выключения нагревательных элементов (рис. 4, $\tau_{вык}$) экрана *4* (см. рис. 3) быстрее остывает экран *7*, и температуры экранов и изделия в какой-то момент выравниваются (см. рис. 4, $\tau_{выр}$), далее температура экрана *4* (см. рис. 3) ниже температуры экрана *7*.

Таким образом, для получения давления $1{,}3 \cdot 10^{-8}$ Па достаточно нагреть камеру до температуры $T_к = 550$ К.

Предложенная схема экранирования, выбранные трансформатор и система нагревания камеры высоковакуумной установки обеспечили безопасную и надежную работу при испытаниях конструктивных элементов таких космических летательных аппаратах, как Мир, Союз, Салют и Прогресс, эксплуатируемых в условиях экстремальных температур.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ускоренные** испытания изделий летательных аппаратов на герметичность / И. А. Ересько, Д. А. Курочкин, Я. А. Оглоблина и др. Сб. "Фундаментальные проблемы системной безопасности". Елец: ЕГУ им. И. А. Бунина, 2014. 558 с.
2. **Северцев С. А, Татуев А. И., Мартынов Ю. Д.** Герметичность — важнейший из параметров безопасной эксплуатации изделий. Фундаментальные проблемы системной безопасности: Сб. науч. ст. Вычислительный центр им. А. А. Дородницина РАН. Вып. 3. М.: Вузовская книга, 2012. 664 с.
3. **Северцев С. А.** Основы низкотемпературных процессов: Учеб. пособ. М.: МАИ, 1983. 72 с.
4. **Северцев С. А.** Установка для получения космического вакуума. М.: Наука, 1984. 299 с.
5. **Конструирование** и расчет вакуумных систем / А. И. Пипко, В. Я. Плисковский, Е. А. Пенчко и др. М.: Энергия, 1979. 504 с.
6. **Мармер Э. Н., Ферштер Л. М.** Расчет и проектирование вакуумных систем электропечей. М., Л.: Госэнергоиздат, 1960. 99 с.

УДК 519.615.5: 539.52

В. Р. ГАНИЕВА, О. П. ТУЛУПОВА, Ф. У. ЕНИКЕЕВ, д-р техн. наук (Уфимский государственный нефтяной ТУ), А. А. КРУГЛОВ, канд. техн. наук (ИПСМ РАН, г. Уфа), e-mail: alweld@go.ru

Компьютерное моделирование технологических процессов обработки давлением конструкционных сверхпластичных материалов

Рассмотрены варианты постановки краевой задачи механики сверхпластичности, основанные на использовании стандартного степенного соотношения сверхпластичности и модели вязкопластичности Пэжины. Предложены методики идентификации обеих моделей по одним и тем же входным данным.

Ключевые слова: сверхпластичность, компьютерное моделирование, реологические параметры, идентификация, пороговое напряжение, ANSYS.

The variants of formulation of boundary problem of superplasticity mechanics, based on application of standard power relation between superplasticity and Perzyna viscoplasticity model, are considered. The identification methodics for both models on the same input data are suggested.

Keywords: superplasticity, computer modeling, rheological parameters, identification, threshold stress, ANSYS.

Обработка металлов давлением в состоянии сверхпластичности (СП) — один из перспективных методов получения разных деталей из труднодеформируемых промышленных сплавов на основе титана, магния, алюминия, железа, никеля, а также из композитов, керамик и интерметаллидов [1]. В последние годы эта технология привлекает повышенное внимание специалистов в связи с появлением способов получения объемных наноструктурных материалов, обладающих уникальными свойствами [2].

Для построения эффективных компьютерных моделей технологических процессов (ТП) обработки металлов давлением до недавнего времени было необходимо грамотно поставить краевую задачу, выбрать численный метод ее решения, создать эффективные алгоритмы, а также самостоятельно раз-

работать, отладить и протестировать программное обеспечение. Эти вопросы годами решались коллективами математиков, механиков и инженеров-расчетчиков. С развитием средств вычислительной техники и доступным по стоимости сертифицированным программным обеспечением стали больше применять компьютерное моделирование с использованием специализированных программных комплексов ANSYS, ABAQUS, MARC, DEFORM и др. [3], позволяющих выбрать не только модель материала, из входящих в стандартную библиотеку программного комплекса, но и вариант постановки краевой задачи механики СП.

Цель данной работы — разработка методики обоснованного выбора наиболее эффективных методов компьютерного моделирования ТП обработки давлением перспективных современных конструкционных материалов в состоянии СП с использованием современных сертифицированных программных комплексов.

Построение компьютерной модели с использованием программных комплексов не представляет трудностей и сводится, по сути, к обычным пользовательским процедурам. Однако прежде чем приступить к расчетам, необходимо выбрать конкретный вариант постановки краевой задачи механики СП. В технической литературе по СП пока нет единого общепринятого варианта постановки краевой задачи. Обзор используемых на практике вариантов дан, например, в работе [4].

В настоящее время численное решение краевых задач механики СП в какой-то степени является второстепенным по сравнению с определением материальных констант, необходимых для расчетов в выбранной программе. Проблема заключается в том, что нет специальных справочников, содержащих константы даже для распространенных конструкционных промышленных сплавов на основе титана, алюминия, железа, не говоря о керамике, интерметаллидах и композитах. Поэтому особенно важна идентификация выбранного для расчета варианта определяющих соотношений СП, т. е. определение материальных констант, используемых в расчетной модели материала.

Таким образом, при компьютерном моделировании ТП обработки давлением конструкционных материалов в состоянии СП основными являются рациональный выбор варианта постановки краевой задачи механики СП и определение констант для расчетов выбранной модели материала. Поэтому целесообразно выбрать два *разных* варианта постановки краевой задачи и разработать методики идентификации для определяющих соотношений входящих в них реологических параметров по *одним и тем же* входным данным.

Наиболее узким местом в этом случае становится экспериментальное определение реологических свойств обрабатываемых материалов по результатам механических испытаний [3]. Возникающие на стадии идентификации выбранных моделей материалов ошибки нельзя далее устранить выбором более эффективных численных алгоритмов и/или использованием мощных суперкомпьютеров.

В технической литературе рассматриваются физические модели СП, например в работе [4], в которых, как правило, изучаются фундаментальные механизмы сверхпластической деформации и дается их физическое обоснование, выдвигаемые авторами опубликованных работ, но не затрагиваются вопросы практического использования предлагаемых подходов. Отметим, что каждый из исследователей выбирал свой вариант постановки краевой задачи механики СП и сам разрабатывал программное обеспечение для ее решения численными методами. При этом фактически нельзя воспроизвести результаты, полученные той или иной группой исследователей, так как каждая из них считала свой вариант построения компьютерных моделей более разумным и эффективным и предлагала именно его, исходя из коммерческих целей, для моделирования тех или иных ТП обработки металлов давлением. Поскольку реальное применение СП имела в оборонной промышленности, международное сотрудничество в этой сфере практически не развивалось.

Сегодня ситуация коренным образом изменилась. Теперь проблема заключается именно в том, как на практике применять современные программные комплексы (ANSYS, ABAQUS, DEFORM, MARC и т. п.). Инструменты для компьютерного моделирования есть практически у всех исследователей. Сейчас авторы многих научных статей не считают нужным даже приводить формулировку варианта постановки краевой задачи механики СП, а ограничиваются ссылкой на используемую ими в расчетах программу.

При разработке эффективных компьютерных моделей наиболее трудно решаются вопросы идентификации сверхпластических свойств материалов по результатам механических испытаний, которым раньше уделялось сравнительно мало внимания. В частности, при определении таких реологических параметров, как скоростная чувствительность [4, 5], пороговое напряжение [6], энергия активации [7] и др. В литературе по СП встречаются не вполне корректные методики их экспериментального определения. Если это было допустимо при проведении микроструктурных исследований, то для практических расчетов с использованием современных программ существенно повысились требования к точности определения входных параметров, в частности, реологических свойств обрабатываемых материалов.

На практике при построении компьютерных моделей ТП обработки давлением используется ограниченный набор феноменологических моделей,

наиболее известной из которых следует, по-видимому, признать стандартное степенное соотношение СП, содержащее параметр скоростной чувствительности m – главный реологический параметр СП:

$$\sigma = K\xi^m \text{ или } \xi = C\sigma^n. \quad (1)$$

Здесь σ — напряжение течения; ξ — скорость деформации; K — параметр, зависящий от температуры, среднего размера зерен и других характеристик микроструктуры; $n = 1/m$, $C = 1/K^n$.

Несмотря на то, что до сих пор нет общепринятой методики оценки параметра m по экспериментальным данным стандартных одноосных механических испытаний [4, 5], его значение, как правило, указывается практически в каждой публикации по СП, исходя из критерия $m > 0{,}3$.

Характерной особенностью реологического поведения ультрамелкозернистых, в том числе наноструктурных, материалов является серьезное влияние роста зерен, для учета которого в определяющее соотношение (1) введем параметр n деформационного упрочнения:

$$\sigma = K'\xi^{m'}\varepsilon^n, \quad (2)$$

где ε — степень деформации; K', m', n — постоянные материала.

Авторы работы [8] предложили для построения компьютерных моделей ТП сверхпластического формообразования ультрамелкозернистых материалов использовать модель (2) материала в программе ANSYS.

Модели (1) и (2) в последние годы довольно широко используются в практических расчетах [3]. При этом применяется вариант постановки краевой задачи механики СП, основанный на включении определяющих соотношений теории ползучести с внутренними переменными, предложенный авторами работы [4] и практически реализованный, например, в работах [3, 8, 9].

Предложен и практически реализован альтернативный подход [10] к построению эффективных компьютерных моделей ТП обработки металлов давлением в состоянии СП, основанный на использовании варианта краевой задачи вязкопластичности с включением модели Пэжины [11]:

$$\sigma = \tilde{\sigma}_0 [1 + (\xi/\tilde{\gamma})^{\tilde{m}}], \quad (3)$$

где $\tilde{\sigma}_0$, $\tilde{\gamma}$, $\tilde{m}$ — реологические параметры Пэжины.

Модель (3) Пэжины, как и стандартные степенные модели СП (1) и (2), входит в библиотеки большинства современных программных комплексов. Поэтому представляет интерес разработка методик идентификации входящих в выражения (1) и (3) материальных констант *по одним и тем же* входным экспериментальным данным для использования полученных результатов идентификации в последующих численных расчетах.

Для методик идентификации использовали следующие данные

$$\{\sigma_i, \xi_i\}, \quad i = 1, 2, ..., N, \quad (4)$$

где σ_i — напряжение течения, соответствующее скорости ξ_i деформаций; N — число экспериментальных точек.

Как отмечалось выше, в литературе предложены разные методики определения постоянных K и m в модели (1) материала. В работе [6] приведен обзор методов определения порогового напряжения в следующей модели материала:

$$\sigma = \sigma_0 + K''\xi^{m''}, \quad (5)$$

где σ_0, K'', m'' — материальные постоянные.

Параметру σ_0 в литературе по СП принято придавать смысл порогового напряжения. Отметим, что модели (3) и (5) совпадают, если принять:

$$\sigma_0 = \tilde{\sigma}_0; \quad m'' = \tilde{m}; \quad K'' = \sigma_0/\tilde{\gamma}^{\tilde{m}}. \quad (6)$$

По этой причине методики определения порогового напряжения, предложенные автором работы [6], применимы для идентификации модели (3) Пэжины.

Для однозначного определения материальных постоянных K и m в модели (1) и $\tilde{\sigma}_0$, $\tilde{\gamma}$, $\tilde{m}$ в модели (3) по входным данным (4) используем процедуру внешнего цикла, предложенную в работе [3].

Для модели (1) рассмотрим целевую функцию вида

$$\Phi(K, m) = \sum_{i=1}^{N} (\sigma_i - K\xi_i^m)^2 \to \min. \quad (7)$$

Предположим, что дополнительно известна величина параметра m. Тогда функция $\Phi(K, m)$ станет функцией одной переменной K, которую обозначим $F(K)$. Из необходимого условия минимума функции $\mathrm{d}F/\mathrm{d}K = 0$ получим:

$$K(m) = \sum_{i=1}^{N} \sigma_i\xi_i^m \Big/ \sum_{i=1}^{N} \xi_i^{2m}.$$

Обозначение $K(m)$ подчеркивает то, что оно определено при известном значении m. Если теперь организовать цикл, с использованием любого языка программирования высокого уровня, по m в интервале [0, 1], например с шагом 0,001, то можно определить соответствующие значения $K(m)$ и $F_{\min}(m)$. Если построить функцию $F_{\min}(m)$, то она будет иметь локальный минимум на отрезке [0, 1]. Далее введем в программу любую известную процедуру безусловной скалярной оптимизации функции $F_{\min}(m)$, например метод половинного деления, золотого сечения и др. В результате получим

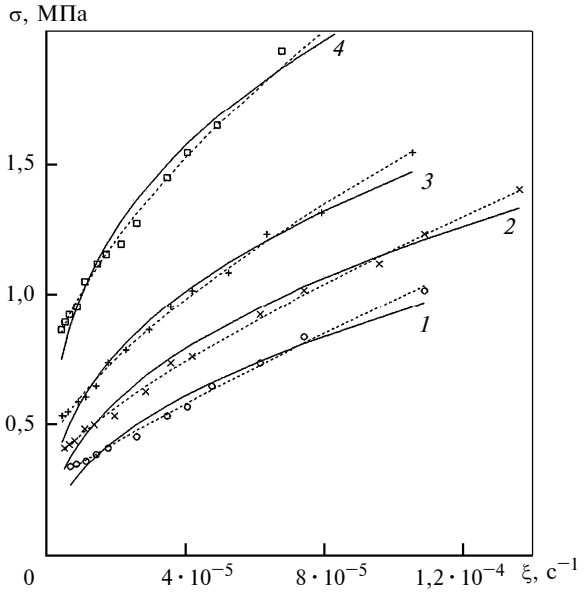


Рис. 1. Зависимости напряжения σ от скорости ξ деформации для сплава Al—12Si [12] при температуре *T* = 831 (*1*), 811 (*2*), 791 (*3*) и 763 К (*4*):

сплошные линии — расчет по формуле (1); штриховые линии — по формуле (3)

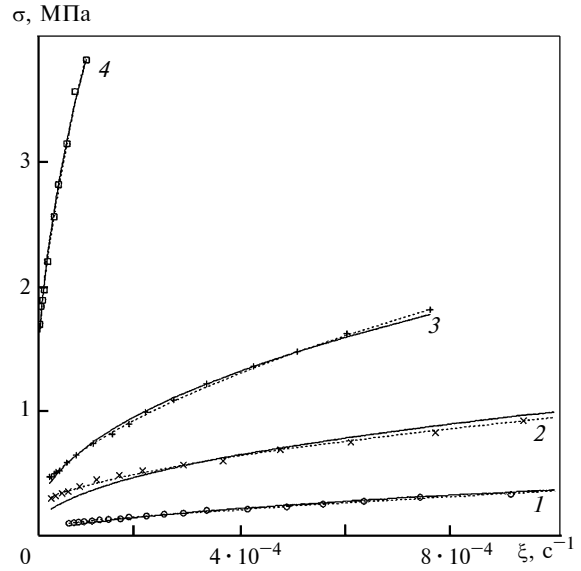


Рис. 2. Зависимости напряжения σ от скорости ξ деформации для сплава Al—33Cu [13] при температуре *T* = 793 (*1*), 753 (*2*), 713 (*3*) и 633 К (*4*):

линии — см. подпись к рис. 1

программу, реализующую процедуру минимизации целевой функции $\Phi(K, m)$.

Для модели (3) материала рассмотрим целевую функцию, составленную на основе эквивалентной модели (5):

$$\Psi(\sigma_0, K'', m'') = \sum_{i=1}^{N} \{\sigma_0 + K''\xi_i^{m''} - \sigma_i)^2 \to \min, \quad (8)$$

где постоянные σ_0, K'', m'' связаны с реологическими параметрами Пэжины $\tilde{\sigma}_0$, $\tilde{\gamma}$, $\tilde{m}$ соотношениями (6).

Предположим, что постоянная m'' известна. Тогда целевая функция $\Psi(\sigma_0, K'')$ станет функцией двух переменных σ_0 и K''; обозначим ее через $\psi(\sigma_0, K'')$. Из необходимых условий минимума $\partial\psi(\sigma_0, K'')/\partial\sigma_0 = 0$ и $\partial\psi(\sigma_0, K'')/\partial K'' = 0$ следует система уравнений:

$$\begin{cases} \sigma_0 N + K'' \sum\limits_{i=1}^{N} \xi_i^{m''} = \sum\limits_{i=1}^{N} \sigma_i; \\ \sigma_0 \sum\limits_{i=1}^{N} \xi_i^{m''} + K'' \sum\limits_{i=1}^{N} \xi_i^{2m''} = \sum\limits_{i=1}^{N} \sigma_i \xi_i^{m''}. \end{cases} \quad (9)$$

Систему (9) линейных уравнений двух неизвестных (σ_0 и K'') можно решить стандартными методами, например по формулам Крамера. В результате получим реологические постоянные m'', $\sigma_0(m'')$, $K''(m'')$, подставив которые в выражение (8), определим целевую функцию $\Psi_{\min}[\sigma_0(m''), K''(m'')]$. Построив функцию $\Psi_{\min}(m'')$, убедимся в том, что она имеет локальный минимум на отрезке [0, 1]. После этого введем в программу процедуру безусловной скалярной оптимизации функции $\Psi_{\min}(m'')$ и получим программу для минимизации целевой функции $\Psi(\sigma_0, K'')$.

Для практической апробации предложенных методик экспериментального определения реологических параметров СП, входящих в модели (1), (3) и (5) материалов, используем данные работ [12—15]. На рис. 1 приведены зависимости напряжения σ течения от скорости ξ деформации [12]. Для сравнения показаны расчетные теоретические зависимости для моделей (1) и (3) материалов, соответствующие найденным в результате идентификации реологическим параметрам, приведенным в табл. 1, в которой также даны аналогичные результаты обработки зависимостей, показанных на рис. 2—4.

Теоретические зависимости на рис. 1—4, построенные по модели (3), лучше описывают имеющиеся экспериментальные данные, так как она содержит три реологических параметра $\tilde{\sigma}_0$, $\tilde{\gamma}$, $\tilde{m}$ в отличие от стандартной модели (1) СП, в которую входят только два параметра — K и m. Поскольку значения K и m определяются в результате минимизации целевой функции (7), то исключается возможность смещения значений реологических параметров, вызванных линеаризацией модели (1) по схеме $\ln\sigma = \ln K + m\ln\xi$.

Приведенные в табл. 1 реологические параметры K и m сплавов Al—12Si [12], Al—33Cu [13], Al—Cu—0,4Zr и Supral (Al—6Cu—0,4Zr) [15] можно использовать в постановке краевой задачи теории ползучести [9], а параметры $\tilde{\sigma}_0$, $\tilde{\gamma}$, $\tilde{m}$ — в поста-

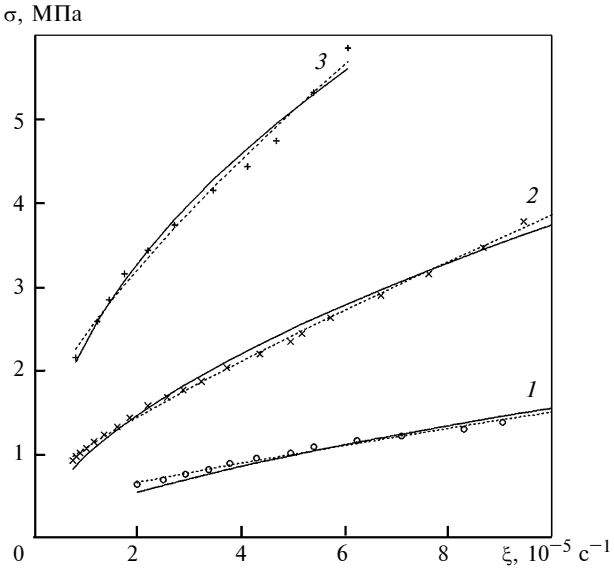


Рис. 3. Зависимости напряжения σ от скорости ξ деформации для сплава Al—Cu—0,4Zr [14] при температуре *T* = 793 (*1*), 753 (*2*) и 713 К (*3*):

линии — см. подпись к рис. 1

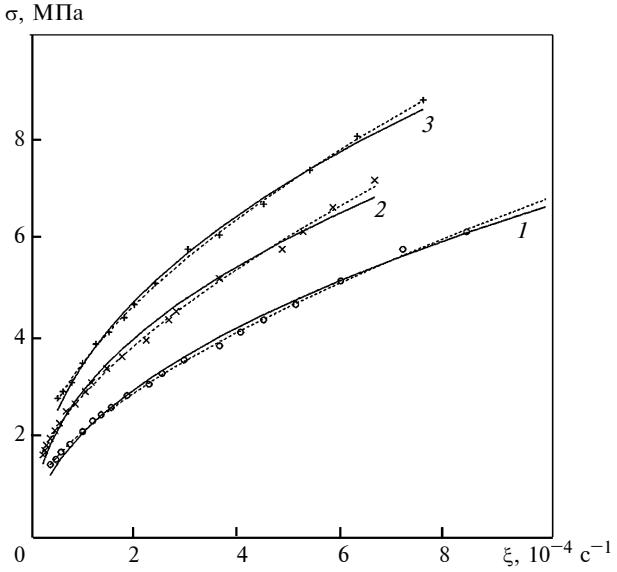


Рис. 4. Зависимости напряжения σ от скорости ξ деформации для сплава Supral [15] при температуре *T* = 763 (*1*), 743 (*2*) и 723 К (*3*):

линии — см. подпись к рис. 1

новке краевой задачи вязкопластичности [10]. Представляет интерес сопоставление численных решений соответствующих краевых задач механики СП.

Для решения краевой задачи механики СП рассмотрим процесс деформирования длинной узкой прямоугольной мембраны, математическая модель которого описана в работе [15]. В работе [9] приведена постановка краевой задачи ползучести с использованием модели (1) материала, при этом получено очень хорошее совпадение результатов расчетов по аналитическим формулам с соответствующими решениями краевой задачи теории ползучести. Представляется целесообразным опробовать на этой тестовой задаче методики идентификации, описанные в настоящей работе.

Для конкретного расчета выбрали сплав Supral (Al—6Cu—0,4Zr), свойства которого при температуре $T = 763$ К приведены в табл. 1.

Для модели (1) примем $m = 0{,}495$ и $K = 204$ МПа $\cdot$ $с^m$. Тогда $n = 1/m = 2{,}02$ и $C = 1/K^n = 1{,}633 \cdot 10^{-17}$ $с^{-1} \cdot Па^{-n}$. Для модели (3) Пэжины примем $\tilde{\sigma}_0 = 0{,}76$ МПа, $\tilde{\gamma} = 3{,}79 \cdot 10^{-5}$ $с^{-1}$ и $\tilde{m} = 0{,}635$. Рассмотрим задачу о деформировании длинной узкой прямоугольной мембраны из сплава

Таблица 1

T, К	*K*, МПа $\cdot$ $с^m$	*m*	$\sigma_0 = \tilde{\sigma}_0$, МПа	$m'' = \tilde{m}$	*K''*, МПа $\cdot$ $с^{m''}$	$\tilde{\gamma}$, $с^{-1}$
			Сплав Al−12Si [12]			
831	63,8	0,459	0,262	0,885	2466	$3{,}21 \cdot 10^{-5}$
811	57,5	0,423	0,312	0,753	886	$2{,}60 \cdot 10^{-5}$
791	50,4	0,386	0,373	0,677	574	$1{,}94 \cdot 10^{-5}$
763	44,0	0,329	0,639	0,633	538	$2{,}39 \cdot 10^{-5}$
			Сплав Al−33Cu [13]			
793	17,3	0,555	0,065	0,733	47,09	$1{,}26 \cdot 10^{-4}$
753	23,3	0,456	0,206	0,575	39,65	$1{,}06 \cdot 10^{-4}$
713	46,4	0,454	0,211	0,589	111,5	$2{,}41 \cdot 10^{-5}$
633	169	0,412	0,746	0,582	662,2	$8{,}69 \cdot 10^{-6}$
			Сплав Al−Cu−0,4Zr [14]			
793	613	0,649	0,367	0,839	2575	$2{,}59 \cdot 10^{-5}$
753	777	0,579	0,622	0,847	7899	$1{,}42 \cdot 10^{-5}$
713	601	0,481	1,312	0,751	6481	$1{,}21 \cdot 10^{-5}$
			Сплав Supral [15]			
763	204	0,495	0,760	0,635	487,2	$3{,}79 \cdot 10^{-5}$
743	170	0,439	1,071	0,628	593,3	$4{,}29 \cdot 10^{-5}$
723	208	0,443	1,232	0,584	501,8	$3{,}39 \cdot 10^{-5}$

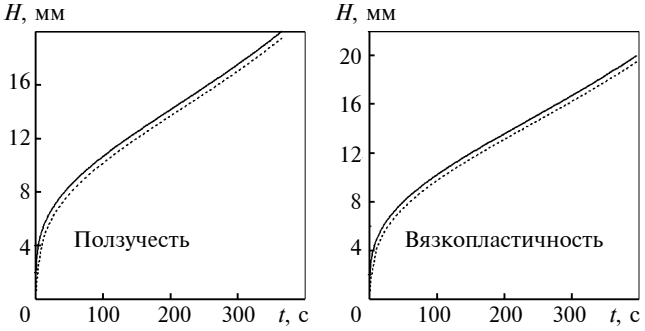


Рис. 5. Зависимости высоты H купола от времени t, рассчитанные по формулам (10) (ползучесть) и (13) (вязкопластичность) (сплошные линии):

штриховые линии — решения краевых задач ползучести и вязкопластичности в программе ANSYS

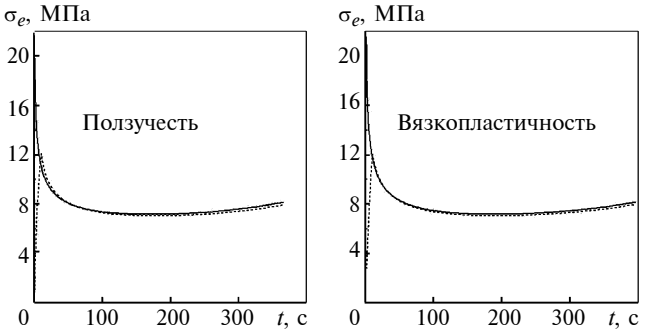


Рис. 6. Зависимости интенсивности напряжений σ_e от времени t, рассчитанные по формулам (10) (ползучесть) и (13) (вязкопластичность) (сплошные линии):

штриховые линии — решения краевых задач ползучести и вязкопластичности в программе ANSYS

Supral с исходной толщиной $s_0 = 1$ мм, полуширина которой $W = 20$ мм, в прямоугольную матрицу глубиной $D = W$ при постоянном давлении газа $p = p_0$.

При использовании математической модели воспользуемся соотношением (4) из работы [15]:

$$\sigma_e = K\xi_e^m = K\left[\frac{2}{\sqrt{3}}\left(\frac{1}{\alpha} - \mathrm{ctg}\alpha\right)\frac{\mathrm{d}\alpha}{\mathrm{d}t}\right]^m = \frac{\sqrt{3}}{2}\frac{p_0 W}{s_0}\frac{\alpha}{\sin^2\alpha}, \qquad (10)$$

где α изменяется от 0 до $\pi/2$, высота цилиндрического купола прямоугольной мембраны $H = W\mathrm{tg}(\alpha/2)$.

Решение этого уравнения имеет вид:

$$t\frac{\sqrt{3}}{2}\left(\frac{p_0 W}{K s_0}\right)^{1/m} = \int_0^\alpha \left(\frac{\sin^2 x}{x}\right)^{1/m}\left(\frac{1}{x} - \mathrm{ctg}x\right)\mathrm{d}x. \qquad (11)$$

Отсюда определим продолжительность t_f формовки при $\alpha = \pi/2$:

$$t_f = \frac{2}{\sqrt{3}}\left(\frac{K s_0}{p_0 W}\right)^{1/m}\int_0^{\pi/2}\left(\frac{\sin^2 x}{x}\right)^{1/m}\left(\frac{1}{x} - \mathrm{ctg}x\right)\mathrm{d}x. \qquad (12)$$

При использовании модели Пэжины аналогичные соотношения имеют вид:

$$\sigma_e = \tilde{\sigma}_0\left[1 + \left(\frac{\xi}{\tilde{\gamma}}\right)^{\tilde{m}}\right] = \tilde{\sigma}_0\left[1 + \left(\frac{1}{\tilde{\gamma}}\frac{2}{\sqrt{3}}\left(\frac{1}{\alpha} - \mathrm{ctg}\alpha\right)\frac{\mathrm{d}\alpha}{\mathrm{d}t}\right)^{\tilde{m}}\right] = \frac{\sqrt{3}}{2}\frac{p_0 W}{s_0}\frac{\alpha}{\sin^2\alpha}. \qquad (13)$$

Решение уравнения (12) для режима деформирования $p = p_0 = \mathrm{const}$ можно записать в виде:

$$t\frac{\sqrt{3}}{2}\left(\frac{\sqrt{3}}{2}\frac{pW}{s_0 K'}\right)^{1/m'} = J_\alpha(m', \eta).$$

Здесь $K' = \sigma_0/\gamma^p$ и $J_\alpha(m', \eta) = \int_0^\alpha \left[\frac{\sin^2 x}{x - \eta\sin^2 x}\right]^{1/m'} \times \left(\frac{1}{x} - \mathrm{ctg}x\right)\mathrm{d}x$, где $\eta = 2\sigma_0 s_0/(pW\sqrt{3})$ — безразмерное пороговое напряжение.

Продолжительность формовки в этом случае

$$t_k = \frac{2}{\sqrt{3}}\left(\frac{2}{\sqrt{3}}\frac{s_0 K'}{pW}\right)^{1/m'} J_{\pi/2}(m', \eta). \qquad (14)$$

Результаты расчетов продолжительности формовки при постоянном давлении по формулам (12) и (14) приведены в табл. 2. Видно, что результаты близки, но не совпадают.

Расчеты выполняли с использованием программы ANSYS 10ED. Для решения краевой задачи ползучести по модели (1) материала выбрали модель ползучести Нортона и модель материала: Structural — Nonlinear — Inelastic — Rate Dependent — Creep — Creep Only — Mises Potential — Implicit — 10: Norton (secondary). $\dot{\varepsilon}_{cr} = C_1\sigma^{C_2}\,\mathrm{e}^{-C_3/T}$, в которой задали $C_1 = 1{,}633 \cdot 10^{-17}$ с$^{-1}$ · Па$^{-n}$, $C_2 = 2{,}02$ и $C_3 = 0$.

При постановке краевой задачи вязкопластичности в качестве модели материала выбрали модель: Structural — Nonlinear — Inelastic — Rate Dependent — Viscoplasticity — Isotropic Hardening Plasticity — Mises Plasticity — Bilinear, в которой задали $m = 0{,}635$, Gamma = $3{,}79 \cdot 10^{-5}$, Yield Stress 0,76 МПа; при этом тангенциальный модуль (Tang Mod) приняли равным нулю.

Результаты решения краевых задач сопоставили с аналитическими решениями на рис. 5—7. Во всех

Таблица 2

Время формовки, с	Давление, МПа				
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
t_f [формула (12)]	3360	828	365	204	130
t_k [формула (14)]	3300	819	396	241	166

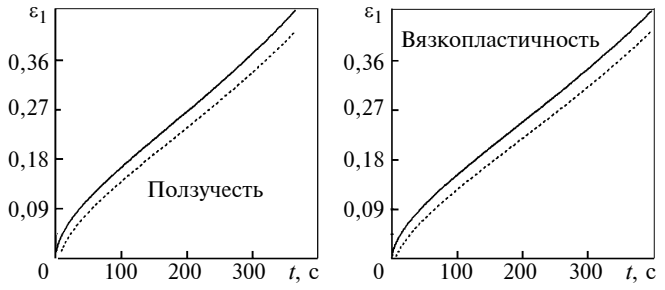


Рис. 7. Зависимости первой главной деформации ε_1 от времени t, рассчитанные по формулам (10) (ползучесть) и (13) (вязкопластичность) (сплошные линии):

штриховые линии — первая главная деформация соответственно ползучести и пластичности в программе ANSYS

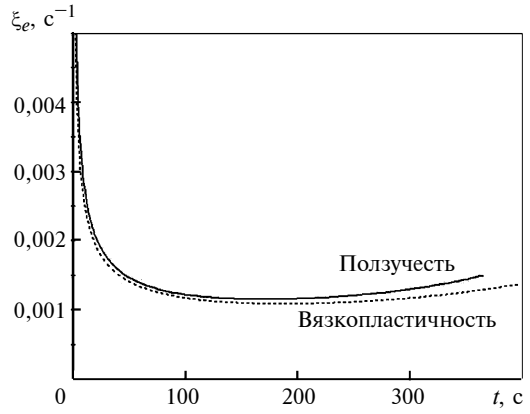


Рис. 8. Зависимости скорости ξ_e деформации от времени t, рассчитанные по формулам $\xi_e = (\sigma_e/K)^{1/m}$ (ползучесть) и $\xi_e = (\sigma_e - \sigma_0)/K')^{1/m'}$ (вязкопластичность)

случаях получено хорошее совпадение зависимостей: решения близки, и потому приведены на разных рисунках. На рис. 8 расчетные скорости деформации имеют порядок 10^{-3} c^{-1}, т. е. соответствуют оптимальным условиям СП.

Таким образом, рассмотрены два разных подхода к построению компьютерных моделей ТП обработки давлением перспективных конструкционных материалов в состоянии СП, основанные на решении краевых задач теории ползучести [9] и вязкопластичности [10] с использованием современных программных комплексов.

Предложены методики идентификации моделей материалов для определения реологических параметров K и m [модель (1)] и $\tilde{\sigma}_0$, $\tilde{\gamma}$, $\tilde{m}$ [модель (3)], которые можно использовать для расчетов в таких программных комплексах, как ANSYS, ABAQUS, MARC, DEFORM и др.

Решение краевых задач теории ползучести и вязкопластичности с использованием реологических параметров, определенных по предлагаемым методикам при одних и тех же входных данных, позволяет обоснованно выбрать эффективный способ построения компьютерных моделей ТП обработки давлением конструкционных материалов в состоянии СП.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Смирнов О. М.** Обработка металлов давлением в состоянии сверхпластичности. М.: Машиностроение, 1979. 184 с.
2. **Валиев Р. З., Александров И. В.** Объемные наноструктурные материалы: получение, структура и свойства. М.: Наука, 2007. 224 с.
3. **Загиров Т. М., Круглов А. А., Еникеев Ф. У.** Идентификация реологических параметров сверхпластичности по результатам тестовых формовок листовых материалов при постоянном давлении // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2010. № 9. С. 48—56.
4. **Padmanabhan K. A., Vasin R. A., Enikeev F. U.** Superplastic Flow: Phenomenology and Mechanics. Springer-Verlag, Berlin—Heidelberg, Germany, 2001. 363 p.
5. **Васин Р. А., Еникеев Ф. У.** Введение в механику сверхпластичности: В 2 ч. Ч. I. Уфа: Гилем, 1998. 280 с.
6. **Еникеев Ф. У.** К определению величины порогового напряжения для сверхпластичных материалов // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2002. № 7. С. 39—42.
7. **Еникеев Ф. У., Мазурский М. И., Мунирова О. С.** О некоторых проблемах учета температурного фактора при описании поведения сверхпластического материала // Заводская лаборатория. 2001. № 4. С. 42—53.
8. **Компьютерное** моделирование процессов сверхпластической формовки ультрамелкозернистых листовых материалов / Ю. В. Жеребцов, Т. М. Загиров, И. Ф. Аюпов, Ф. У. Еникеев // Обработка металлов. Технология. Оборудование. Инструменты. 2010. № 2. С. 3—7.
9. **Mathematical** modeling of the superplastic forming of a long rectangular sheet / R. A. Vasin, F. U. Enikeev, M. Tokuda, R. V. Safiullin // International Journal of Nonlinear Mechanics. 2003. V. 35. P. 799—807.
10. **Сверхпластическая** формовка листовых заготовок в протяженную клиновую матрицу / А. Х. Ахунова, С. В. Дмитриев, А. А. Круглов, Р. В. Сафиуллин // Деформация и разрушение материалов. 2010. № 9. С. 38—41.
11. **Пэжина П.** Основные вопросы вязкопластичности: Пер. с англ. М.: Мир, 1968. 176 с.
12. **Chung D. W., Cahoon J. R.** Superplasticity in aluminium-silicon eutectic // Metal Science. 1979. V. 13. P. 635—640.
13. **Holt D. L., Backofen W. A.** Superplasticity in the Al—33Cu Eutectic Alloy // ASM Transactions Quarterly. 1966. V. 59. P. 755—768.
14. **Superplastic** behaviour in nominally single-phase and two-phase Al—Cu alloys / K. Matsuki, K. Minami, M. Tokizawa, Y. Murakami // Metal Science. 1979. V. 13. P. 619—626.
15. **Bricknell R. H., Bentley A. P.** The Activation Energy for Superplastic Flow in Al—6Cu—0,4 Zr // Journal of Materials Sciences. 1979. V. 14. P. 2547—2554.
16. **Сафиуллин Р. В., Еникеев Ф. У., Мухаметрахимов М. М.** Методика определения величины параметра скоростной чувствительности тонколистовых сверхпластичных материалов по результатам тестовых формовок при постоянном давлении // Заводская лаборатория. 1999, № 12. С. 41—46.

УДК 621.91.01

В. Ф. ПЕГАШКИН, д-р техн. наук, Е. В. ПЕГАШКИНА, Е. С. ПИЩЕВСКАЯ (Нижнетагильский технологический институт), e-mail: pvf-ustu@hotmail.com

Математическая модель стойкости режущего инструмента в условиях нечетких множеств

Исследовано влияние статистического распределения технологических факторов на стойкость режущего инструмента. Разработана математическая модель для определения математического ожидания и закона распределения стойкости инструмента в зависимости от законов распределения технологических факторов.

Ключевые слова: технологический фактор, режущий инструмент, стойкость, статистическое распределение.

The influence of statistical distribution of technological factors on resistance of a cutting tool is studied. The mathematical model for determination of mathematical expectation and distribution law of tool resistance depending on distribution laws of technological factors is studied.

Keywords: technological factor, cutting tool, resistance, statistical distribution.

Величины, входящие в формулы, описывающие процесс обработки режущим инструментом, изменяются в определенных пределах. Поэтому стойкость инструмента имеет некоторое статистическое распределение. Скорость и глубина резания имеют пропорциональную зависимость от диаметров заготовки и нормальный закон распределения.

Исследовали статистические распределения показателей механических свойств материала. На некоторых машиностроительных производствах существует система пуска металла в производство. Для каждого плавочного состава металла известен диапазон изменения его твердости, который определяется в лаборатории предприятия при приеме партии металла.

На рис. 1 приведены диапазоны твердостей по Бринеллю для разных плавок стали 30ХГСА и стали 60. Статистический анализ проводили для отдельных плавочных составов (измеряли твердость в выборках объемами 250 и 300 деталей) и для нескольких составов.

В пределах одной плавки твердости разных деталей не подчиняются какой-либо закономерности. Анализ колебаний значений показателей твердости в пределах одной плавки проводили методом последовательных разностей. Детали контролировали подряд по ходу технологического процесса.

В качестве критерия случайности изменения принято неравенство $\tau > \tau_q$, где τ и τ_q — расчетное и пороговое значения показателя случайности [1, 2]. При выполнении данного неравенства изменение твердости в выборке от детали к детали имеет случайный характер.

В табл. 1 приведены примеры этих величин для разных материалов деталей и плавок.

Исследования показали, что распределения значений твердостей подчиняются нормальному закону и в пределе одного плавочного состава, и для нескольких составов (рис. 2). При этом законы распределения с высокой точностью (вероятность 0,95) можно определить следующими зависимостями:

среднее значение твердости:

$$\overline{H} = \frac{H_{\max} - H_{\min}}{2};$$

среднеквадратичное отклонение:

$$\sigma_H = \frac{H_{\max} - H_{\min}}{6},$$

где $H_{\max}$ и $H_{\min}$ — наибольшее и наименьшее значения твердости перед пуском металла в производство.

Так как изменение твердости деталей одного плавочного состава случайное, то при обработке резанием все инструменты находятся в одинако-

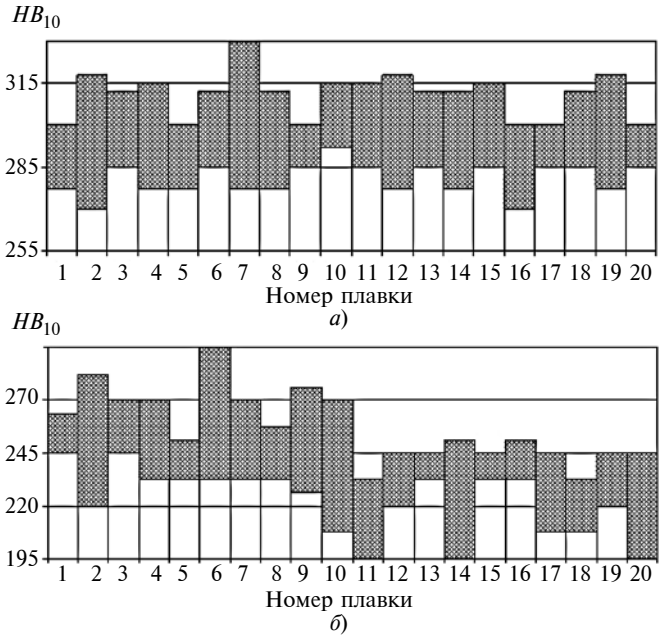


Рис. 1. Диапазоны значений твердостей деталей разных плавок стали 30ХГСА (*а*) и стали 60 (*б*)

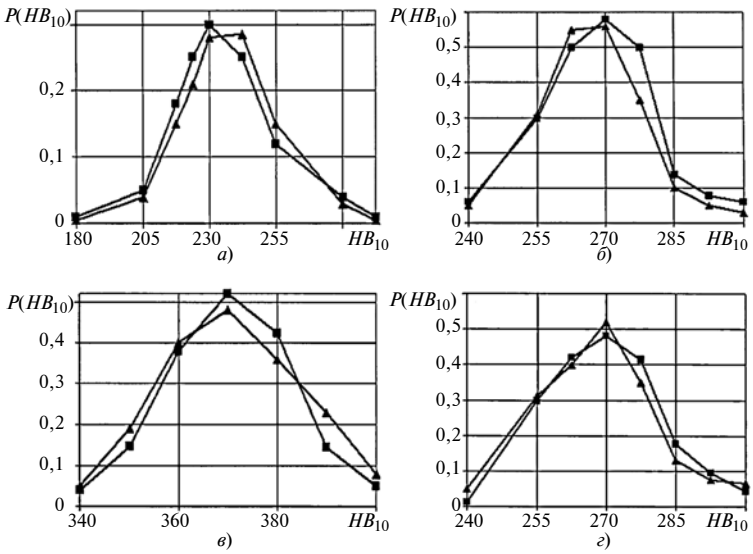


Рис. 2. Зависимости плотности распределения $P(HB_{10})$ значений твердости HB_{10} сталей 30ХГСА (*а*, *б*) и 35Х3НМ (*в*, *г*) по отдельным плавочным составам (*а*, *в*) и по нескольким плавкам (*б*, *г*) (■ — закон нормального распределения, ▲ — реальное распределение)

вых условиях. Кроме того, нет инструментов, обрабатывающих только "твердые" или только "мягкие" детали, все инструменты обрабатывают детали, твердость которых изменяется во всем диапазоне значений для данного плавочного состава. Поэтому нельзя определять стойкость инструмента по одному значению твердости детали.

Можно предположить, что средняя стойкость инструмента является функцией от среднего значения твердостей данной плавки. Однако даже в этом случае остается неизвестным закон распределения стойкости и такой параметр, как среднеквадратическое отклонение его значений. Он определяет рассеяние значений стойкости и является важной статистической характеристикой, которую необходимо учитывать при расчете стойкости инструмента.

Для определения стойкости инструмента от твердости деталей будем рассматривать среднюю стойкость инструмента за время обработки деталей одного плавочного состава (первый случай) и среднюю стойкость за обработку деталей нескольких плавочных составов (второй случай).

В первом случае стойкость инструмента определяем по формуле

$$T = m\tau_{\text{м}} = m\frac{l}{nS}, \qquad (1)$$

где m — число обработанных деталей; $\tau_{\text{м}}$ — машинное время обработки; l — путь резания; n — частота вращения детали; S — подача инструмента.

Число m деталей можно определить следующим образом.

Представим, что допустимый износ h инструмента представляет собой сумму

$$h = \sum_{i=1}^{m} h_i,$$

где h_i — износ инструмента за время обработки i-й детали, т. е. элементарный износ.

При этом элементарный износ можно определить как

$$h_i = \frac{h}{T_i}\tau_{\text{м}},$$

где T_i — стойкость, которую имел бы инструмент в случае обработки деталей с твердостью, равной твердости H_i, i-й детали:

$$T_i = \left(\frac{C}{v^x S^y t^z}\right)^a H_i^b, \qquad (2)$$

здесь v — скорость резания; t — глубина резания; C и x, y, z, a, b — постоянный коэффициент и показатели степени.

Тогда

$$\frac{1}{\tau_{\text{м}}} = \sum_{1}^{m}\frac{1}{T_i}. \qquad (3)$$

Необходимо решить уравнение (3) относительно m. Однако это уравнение решить в общем виде не представляется возможным, поэтому стойкость инструмента в условиях случайно изменяющейся твердости деталей определяем методом статистического моделирования на базе зависимостей (2) и (3) с помощью стандартных программ-генераторов случайных чисел.

Результаты статистической обработки моделирования представлены в табл. 2. В данном случае при $P(\lambda) > 0{,}05$ полученный закон распределения идентичен нормальному.

При моделировании полагали, что стойкость инструмента зависит от условий обработки, в частности от твердости обрабатываемого материала. При обработке от детали к детали одновременно изменяются несколько показателей, влияющих на стойкость режущего инструмента: скорость резания, величина снимаемого припуска, твердости материала детали, которые подчиняются нормальному закону распределения, и их изменение во времени имеет случайный характер. С учетом этого можно получить закон распределения стойкости инструмента, используя метод статистического моделирования.

Статистическое сравнение величин $T(\overline{H})$ и $\overline{T}$ на основании критерия Стьюдента [2] показало,

Таблица 1

Значение показателя τ (τ_q = 0,904)

Материал	Номер плавки	Интервал значений твердости, HB_{10}	τ
35Х3НМ	1 2	302...363 363...457	1,05 1,12
45Х1	1	285...321	1,18
60	1 2	206...269 226...255	1,20 1,10
55	1 2	206...241 197...255	1,15 1,27

Таблица 2

Показатели распределения стойкости инструмента Т30К4

Материал	Интервал значений твердости, HB_{10}	$\overline{H}$	σ_H	S_H, мм	$T(\overline{H})$, мин	$\overline{T}$, мин	σ_T, мин	$P(\lambda)$
60	206...341	273	12,1	0,083	190,3	187,2	8,1	0,67
	187...241	264	21,8	0,150	190,3	183,1	16,1	0,25
	187...241	214	12,6	0,083	403,5	399,1	12,2	0,84
	241...269	255	4,8	0,033	100,2	101,1	3,2	0,90
35Х3НМ	321...363	342	4,7	0,033	807,6	812,1	11,8	0,63
	407...457	432	4,9	0,033	20,5	19,5	2,4	0,96
	285...407	346	14,6	0,100	22,8	24,6	4,7	0,16

Примечание: $T(\overline{H})$ — средняя твердость по формуле (2), в которой вместо H используется $\overline{H}$; $\overline{T}$ — средняя стойкость на основании моделирования; σ_T — среднеквадратическое отклонение стойкости; $P(\lambda)$ — критерий Колмогорова.

что расхождения имеют случайный характер, следовательно, они практически равны.

Таким образом, установлено следующее:

при обработке деталей одной плавки среднюю стойкость инструмента можно определить по средним значениям определяющих показателей, в частности, по средней твердости материала деталей;

методика статистического моделирования позволяет получать закон распределения стойкости и его параметры при обработке деталей одной плавки; при обработке деталей одной плавки стойкость инструмента подчиняется нормальному закону распределения.

Во втором случае режущие инструменты работают не в одинаковых условиях, так как одни инструменты обрабатывают детали с большей твердостью, другие — с меньшей. Следовательно, стойкость — функция от твердости, которая имеет случайный характер.

Плотность вероятности твердости при нормальном законе ее распределения имеет вид:

$$P(H) = \frac{1}{\sigma_H\sqrt{2\pi}}\exp\left(-\frac{(H-\overline{H})^2}{2\sigma_H^2}\right).$$

Из зависимости (2) получим:

$$H = \left(\frac{T}{A}\right)^{1/b},$$

где A — константа, зависящая от режима резания и независящая от твердости обрабатываемого материала.

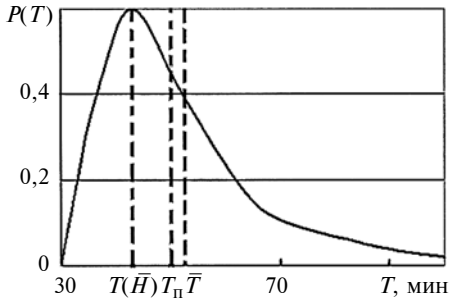


Рис. 3. Зависимости плотности распределения $P(T)$ стойкости T инструмента при получистовой обработке

Тогда плотность вероятности стойкости режущего инструмента определяем как [1]

$$P(T) = P[H(T)\times H'(T)]$$

или

$$P(T) = \frac{1}{S_H\sqrt{2\pi}}\exp\left\{-\frac{\left[\left(\frac{T}{A}\right)^{1/b}-\overline{H}\right]^2}{2S_H^2}\right\}\frac{1}{Ab}\left(\frac{T}{A}\right)^{\frac{1}{b-1}}. \quad (4)$$

Из уравнения (4) видно, что закон распределения стойкости отличается от нормального закона. Зная величину $P(T)$, математическое ожидание стойкости режущего инструмента можно вычислить по формуле

$$\overline{T} = \int_{T_{\min}}^{T_{\max}} TP(T)\mathrm{d}(T), \quad (5)$$

среднеквадратичное отклонение определяем по формуле

$$\sigma_T = \int_{T_{\min}}^{T_{\max}} (T - \overline{T})P(T)\mathrm{d}(T),$$

где $T_{\min}$ и $T_{\max}$ — возможные наименьшее и наибольшее значения стойкости, которые определяются на основании зависимостей, аналогичных зависимости (2) по наибольшему и наименьшему значениям твердости обрабатываемого материала из всех плавочных составов за рассматриваемый период времени.

На рис. 3 приведены распределения стойкостей, полученные численным решением уравнения (5), формулы (2) и экспериментально, анализ которых показал, что определение средней стойкости по средней твердости материала в случае обработки нескольких плавочных составов приводит к значительной ошибке.

Таким образом, при обработке партии деталей из материала нескольких плавочных составов закон распределения стойкости инструмента существенно отличен от нормального, среднюю стойкость можно определить по крайним значениям диапазона твердости, применяя зависимости (4) и (5).

УДК 621.777.24.001

А. М. ДМИТРИЕВ, д-р техн. наук, чл.-кор. РАН (МГТУ "СТАНКИН"), Ф. В. ГРЕЧНИКОВ, д-р техн. наук, чл.-кор., акад. РАН (Самарский национальный исследовательский университет им. С. П. Королёва), Н. В. КОРОБОВА, д-р техн. наук (МГТУ "СТАНКИН"), e-mail: mt-6@yandex.ru

Повышение стойкости ступенчатых пуансонов при холодном выдавливании стаканов

Приведено аналитическое исследование напряжения в опасном сечении пуансона, выдавливающего ступенчатую полость цилиндрической детали. Установлено, что стойкость пуансонов при выдавливании с активно направленными силами контактного трения увеличивается примерно в 1,5 раза.

Ключевые слова: цилиндрические детали, холодное выдавливание, пуансон, напряжение, моделирование, уравнения регрессии, стойкость.

The analytical research of stress in a punch critical section, extruding stepped hollow of a cylindrical part, is given. It is determined, that resistance of punches at extruding with active directional forces of contact friction increases in 1,5 times.

Keywords: cylindrical parts, cold extrusion, punch, stress, modeling, regression equations, resistance.

В МГТУ "СТАНКИН" на кафедре систем пластического деформирования ведутся исследования по разработке перспективных процессов обработки материалов давлением [1—4]. В последние годы ряд исследований проводят совместно с кафедрой "Обработка давлением" Самарского национального исследовательского университета им. С. П. Королёва [5, 6]. Результаты одной из совместных работ представлены в настоящей статье.

В технике часто применяют детали с цилиндрической внешней и ступенчатой внутренней поверхностями, которые изготовляют холодным выдавливанием из цилиндрических заготовок, что обеспечивает практически безотходное производство при высокой производительности и требуемые высокие механические показатели изделия [7—10].

Применение данной технологии ограничено распределенным усилием рабочего торца пуансона. При холодном выдавливании гладкими пуансонами создается давление 2500 МПа. Пуансоны изготовляют из быстрорежущих сталей Р9, Р18, Р6М5. Для пуансонов из сталей Х12Ф1 и Х12М предельно допустимое давление составляет 2200 МПа [11—13].

Деталь со ступенчатой полостью выдавливанием из цилиндрической заготовки можно изготовить двумя способами: поэтапным выдавливанием полости гладкими пуансонами, при этом число операций равно числу участков разных диаметров, и выдавливанием ступенчатым пуансоном за один переход.

При втором способе загруженность прессового оборудования и штамповых блоков меньше, что снижает затраты на ремонт, техническое обслуживание оборудования и электроэнергию. Однако есть существенный недостаток: меньшее сопротивление усталости пуансонов, так как стойкость ступенчатых пуансонов меньше стойкости гладких пуансонов, что увеличивает затраты на штамповый инструмент и время на его замену. Кроме того, использование ступенчатых пуансонов сокращает номенклатуру материалов, применяемых для заготовления данных изделий холодным выдавливанием. Поэтому способ производства деталей типа "стакан" со ступенчатыми полостями следует выбирать с учетом и технологических, и экономических аспектов. Следовательно, необходим единый метод оценки стойкости гладких и ступенчатых пуансонов. Метод оценки стойкости гладких пуансонов представлен в работе [14].

При оценке стойкости ступенчатых пуансонов будем использовать тот же метод и те же допущения, что и в работе [14], в частности, оценку эффективности выдавливания на прессах таким способом, в результате которого между деформируемой заготовкой и матрицей создается контактное трение, направление которого способствует выдавливанию.

Цель данного исследования — получение зависимостей, описывающих распределенные усилия при выдавливании рассматриваемых деталей ступенчатым пуансоном, и оценки стойкости ступенчатого пуансона.

Схема выдавливания, при котором матрица перемещается в направлении истечения металла со скоростью $v_м$, превышающей скорость $v_{ис}$ истечения, приведена на рис. 1. Дня реализации данной схемы созданы гидравлические прессы [15—17].

В исследовании использовали относительные величины: $R = D/d$, $r_1 = d_1/d$, $r = d/d = 1$, где d — диаметр торца пуансона; D — диаметр матрицы; d_1 — диаметр калибрующего пояска на ступени пуансона. Все скорости течения частиц в деформируемой заготовке отнесены к скорости перемещения пуансона.

Деформируемая заготовка считается жесткопластической. В объеме заготовки имеются два очага пластической деформации: под торцом пуансона

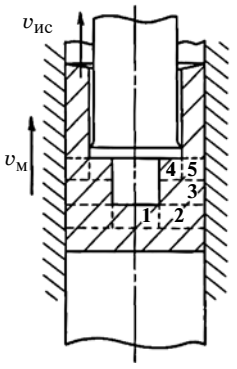


Рис. 1. Расчетная схема выдавливания детали "стакан" со ступенчатой полостью

(зоны **1** и **2**) и под ступенью (зоны **4** и **5**). Зоны пластической деформации разделены жесткой зоной **3**.

Анализ кинематического и напряженного состояний заготовки в зонах **1** и **2** представлен в работе [14], в которой для описания кинематики течения материала для данных зон использовали обозначения: A — варьируемый параметр; h — высота очага пластической деформации под торцом пуансона; q — распределенная сила выдавливания со стороны гладкого пуансона. При описании кинематики течения материала в зонах **4** и **5** будем использовать обозначения A_1 и h_1, для распределенных сил, действующих на заготовку со стороны торца пуансона и ступени, будем использовать соответственно обозначения q_0 и q_1.

Очаг пластической деформации под ступенью — кольцевой и состоит из зон **4** и **5**, которые разделены поверхностью ρ, определяемой величиной r_1.

Так как деформирование заготовки имеет осевую симметрию, скорость течения металла в окружном направлении $v_\theta = 0$. Ось z совпадает с осью пуансона, ось ρ перпендикулярна к оси r. Центр координат расположен в центре торца ступени пуансона. Скорости течения v_ρ и v_z отнесены к скорости перемещения пуансона.

С учетом граничных условий и характера течения скорости течения частиц заготовки описываются функциями, в которые входит варьируемый параметр A_1:

$$\left.\begin{aligned} v_{z4} &= \frac{z}{h_1}(A_1h_1 - A_1z - 1);\\ v_{z5} &= -\frac{z}{h_1(R^2 - r_1^2)}(A_1h_1 - A_1z - 1). \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

Из условия постоянства объема получим:

$$\left.\begin{aligned} v_{\rho4} &= -\frac{\rho - 1}{2h_1}(A_1h_1 - 2A_1z - 1);\\ v_{\rho5} &= -\frac{R^2 - \rho^2}{2\rho h_1(R^2 - r_1^2)}(A_1h_1 - 2A_1z - 1). \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

Расчет скорости деформаций основывается на уравнениях Коши. Интенсивности скоростей деформаций составят:

$$\varepsilon_{i4} = \frac{\sqrt{2}}{3}\sqrt{\frac{18 - 6\rho + 2}{4h_1^2\rho^2}(A_1h_1 - 2A_1z - 1)^2 + \frac{3}{2}A_1^2\frac{(\rho - 1)^2}{h_1^2}};$$

$$\varepsilon_{i5} = \frac{1}{3h_1(R^2 - r_1^2)} \times$$

$$\times\sqrt{\left(9 + \frac{R^4}{\rho^4} - \frac{R^4}{\rho^2}\ln\rho + R^4\ln^2\rho - 3\frac{R^2}{\rho^2} - 3R^3\ln\rho\right) \times \ldots \to}$$

$$\sqrt{\to \times (A_1h_1 - 2A_1z - 1)^2 + 3A_1^2\left(\frac{R^4}{\rho^2} - 2R^2 + \rho^2\right)}.$$

Из баланса мощностей и с учетом того, что скорость перемещения пуансона равна 1, отношение деформирующей силы к напряжению текучести материала заготовки будет иметь вид:

$$\frac{P_д}{\sigma_s} = \sum_{h=1}^{H}\iiint_V \varepsilon_i \mathrm{d}V + \sum_{m=1}^{M}\iint_F \frac{\tau_k}{\sigma_s}\sqrt{v_k^2 + v_l^2}\,\mathrm{d}F +$$

$$+ \sum_{h=1}^{N} h\iint \frac{\tau_s}{\sigma_s}|v_k - v_l|\mathrm{d}G, \quad (3)$$

где k, l — обобщенные координаты, последовательно принимающие значения ρ, θ, z; v_k и v_l — скорости течения в направлении обобщенных координат; H — число зон, на которые разбит очаг пластической деформации; M — число поверхностей трения; N — число поверхностей разрывов скоростей течения.

В уравнении (3) использовали закон контактного трения Э. Зибеля, согласно которому $\tau_к = \mu\sigma_s$.

Для определения варьируемого параметра A_1, входящего в выражения скоростей, получено решение уравнения:

$$(\partial/\partial A_1)(P_д/\sigma_s) = 0. \quad (4)$$

Вычислив слагаемые уравнения (3) и подставив их в выражение (4), записанное в развернутом виде, получим параметр A_1. Развернутая запись аналитического выражения для A_1 очень громоздка и в статье не приводится.

При дальнейшем классическом решении задачи громоздкое развернутое выражение для A_1 следует подставить в формулы (1) и (2) и выполнить расчет по уравнениям Коши скоростей деформаций, а затем — интенсивности скоростей деформаций. Поскольку при применении уравнений Коши требуется дифференцирование формул скоростей течения с параметром A_1 в развернутом виде, реализовать это не представляется возможным.

С учетом характера кривых, построенных по аналитическому выражению для A_1, была принята следующая модель:

$$A_{1м} = b_0 + b_{11}R^2 + b_1R + b_{22}h_1^2 + b_2h_1 + b_{33}\mu^2 + b_3\mu + b_{44}r_1^2 + b_4r_1 + b_{12}Rh_1 + b_{13}R\mu + b_{14}Rr_1, \quad (5)$$

где R, r_1 и h_1 — размеры пуансона, отнесенные к диаметру его торца (далее факторы); μ — фактор трения.

Для определения коэффициентов модели (5) рассчитана величина A_1 (формула в статье не приводится, способ описан выше).

Принятые уровни варьирования факторов приведены в табл. 1, результаты расчета — в табл. 2.

Для расчета коэффициентов модели (5) уровни варьирования факторов, приведенные в табл. 1 в натуральном виде, переведены в кодированный вид, в котором коэффициенты рассчитываются по формуле

$$b_i = \frac{\sum_{u=1}^{N} x_{iu}y_u}{\sum_{u=1}^{N} x_{iu}^2}, \quad i = 0, 1, 2, ..., k, \quad (6)$$

где y_u — выходной параметр (в данном случае A_1); x_{iu} — фактор в кодированном виде (в данном случае факторы R, r_1, h_1, μ); i — номер фактора; u — номер строки в матрицах плана эксперимента (см. табл. 2 и 3). В данном случае эксперимент математический — расчет по громоздким формулам, полученным аналитическим путем.

Формулы перехода от натуральных значений факторов к кодированным и обратно:

$$\left.\begin{aligned} x_1 &= 2{,}5(R-2{,}1); \quad z_1 = 3(x_1^2-2/3);\\ x_2 &= 5(h_1-0{,}5); \quad z_2 = 3(x_2^2-2/3);\\ x_3 &= 5(\mu-0{,}2); \quad z_3 = 3(x_3^2-2/3);\\ x_4 &= 5(r_1-1{,}4); \quad z_4 = 3(x_4^2-2/3). \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

После расчета коэффициентов модель (6) в кодированном виде:

$$A_{1м} = -0{,}114 - 0{,}0116z_1 + 0{,}0564x_1 + 0{,}0036z_2 - 0{,}009x_2 + 0{,}0038z_3 - 0{,}02x_3 - 0{,}0026z_4 + 0{,}0105x_4 + 0{,}01x_1x_2 + 0{,}021x_1x_3 + 0{,}0008x_1x_4. \quad (8)$$

Таблица 1

Уровни варьирования факторов при расчете параметра A_1 по аналитической формуле

Фактор	Обозначение	R			r_1			h_1			μ		
Уровни в натуральном виде	X_i	1,7	2,1	2,5	1,2	1,4	1,6	0,3	0,5	0,7	0	0,2	0,4
Уровни в кодированном виде	x_i	−1	0	1	−1	0	1	−1	0	1	−1	0	1
	z_i	1	−2	1	1	−2	1	1	−2	1	1	−2	1

Таблица 2

Сочетания уровней варьирования факторов в кодированном виде и результаты расчета A_1 и $A_{1м}$

Номер строки	x_1	x_2	x_3	x_4	x_1x_2	x_1x_3	x_1x_4	z_1	z_2	z_3	z_4	A_1	$A_{1м}$
1	−1	−1	−1	−1	1	1	1	1	1	1	1	−0,113	−0,127
2	0	−1	−1	−1	0	0	0	−2	1	1	1	−0,088	−0,068
3	1	−1	−1	−1	−1	−1	−1	1	1	1	1	−0,066	−0,078
4	−1	0	−1	0	0	1	0	1	−2	1	−2	−0,139	−0,139
5	0	0	−1	0	0	0	0	−2	−2	1	−2	−0,096	−0,069
6	1	0	−1	0	0	−1	0	1	−2	1	−2	−0,066	−0,068
7	−1	1	−1	1	−1	1	−1	1	1	1	1	−0,124	−0,146
8	0	1	−1	1	0	0	0	−2	1	1	1	−0,076	−0,064
9	1	1	−1	1	1	−1	1	1	1	1	1	−0,048	−0,053
10	−1	−1	0	0	1	0	0	1	1	−2	−2	−0,138	−0,162
11	0	−1	0	0	0	0	0	−2	1	−2	−2	−0,091	−0,081
12	1	−1	0	0	−1	0	0	1	1	−2	−2	−0,063	−0,069
13	−1	0	0	1	0	0	−1	1	−2	−2	1	−0,194	−0,189
14	0	0	0	1	0	0	0	−2	−2	−2	1	−0,088	−0,098
15	1	0	0	1	0	0	1	1	−2	−2	1	−0,055	−0,075
16	−1	1	0	−1	−1	0	1	1	1	−2	1	−0,238	−0,217
17	0	1	0	−1	0	0	0	−2	1	−2	1	−0,120	−0,117
18	1	1	0	−1	1	0	−1	1	1	−2	1	−0,080	−0,086
19	−1	−1	1	1	1	−1	−1	1	1	1	1	−0,204	−0,190
20	0	−1	1	1	0	0	0	−2	1	1	1	−0,095	−0,086
21	1	−1	1	1	−1	1	1	1	1	1	1	−0,059	−0,053
22	−1	0	1	−1	0	−1	1	1	−2	1	1	−0,226	−0,238
23	0	0	1	−1	0	0	0	−2	−2	1	1	−0,120	−0,127
24	1	0	1	−1	0	1	−1	1	−2	1	1	−0,081	−0,086
25	−1	1	1	0	−1	−1	0	1	1	1	−2	−0,223	−0,229
26	0	1	1	0	0	0	0	−2	1	1	−2	−0,109	−0,107
27	1	1	1	0	1	1	0	1	1	1	−2	−0,065	−0,055

В табл. 2 приведены использованные в расчете сочетания уровней факторов в кодированном виде результаты расчетов параметра A_1 по аналитической формуле и математической модели (8) — $A_{1м}$.

После перехода к натуральным значениям факторов модель (8) имеет вид:

$$A_{1м} = -0{,}2175R^2 + 0{,}9255R + 0{,}27h_1^2 - 0{,}5775h_1 + \\ + 0{,}285\mu^2 - 0{,}7652\mu - 0{,}195r_1^2 + 0{,}5775r_1 + \\ + 0{,}125Rh_1 + 0{,}2625R\mu + 0{,}01Rr_1 - 1{,}419. \quad (9)$$

Далее используем только обозначение A_1.

Суммируя выражения, входящие почленно в уравнение (3), и разделив обе части уравнения на площадь пуансона, получим громоздкое выражение для $q_1 = P_д/(\pi r_1^2)$:

$$q_1/\sigma_s = f(R, r_1, h_1, \mu, A_1). \quad (10)$$

В выражении (3) одно из слагаемых является членом, учитывающим силу трения по наружной поверхности очага пластической деформации:

$$\frac{\mu R h_1}{r_1^2(R^2 - r_1^2)} - \frac{A_1 \mu R h_1^2}{3r_1^2(R^2 - r_1^2)}. \quad (11)$$

В выражении (10) это слагаемое присутствует со знаком плюс, поскольку считается, что матрица неподвижна, а силы трения направлены реактивно.

Высота h_1 очага пластической деформации определяется из условия минимальной энергии формоизменения (минимальная мощность внешних сил) по формуле

$$\partial q_1/\partial h_1 = 0.$$

При этом требуется дифференцирование зависимости (10), что не представляется возможным.

Для определения высоты h_1 очага пластической деформации уравнение (10) заменим полиномом

$$(q_1/\sigma_s)_м = b_0' + b_{11}'R^2 + b_1'R + b_{22}'h_1^2 + \\ + b_2'h_1 + b_{33}'\mu_2 + b_3'\mu + b_{44}'r_{12} + b_4'r_1 + \\ + b_{12}'Rh_1 + b_{13}'R\mu + b_{14}'Rr_1. \quad (12)$$

Параметр A_1 в модель (12) не входит, так как он однозначно связан с факторами R, r_1, h_1 и μ формулой (10) и не может варьироваться независимо от них.

Для определения коэффициентов модели (12) выполнен расчет q_1/σ_s по формуле (10). Уровни варьирования факторов R, r_1, h_1, μ приведены в табл. 1.

Рассчитав коэффициенты по формуле (6), получим модель (12) в кодированном виде:

$$(q_1/\sigma_s)_м = 1{,}756 + 0{,}128z_1 + 0{,}169x_1 + 0{,}064z_2 - \\ - 0{,}136x_2 + 0{,}018z_3 + 0{,}032x_3 + 0{,}114z_4 - \\ - 0{,}058x_4 - 0{,}168x_1x_2 - 0{,}032x_1x_3 - 0{,}191x_1x_4. \quad (13)$$

В табл. 3 приведены принятые сочетания уровней факторов в кодированном виде и результаты расчета относительной распределенной силы по формуле (10) — q_1/σ_s, а также по модели (13) —

Таблица 3

Сочетание уровней варьирования факторов в кодированном виде и результаты расчета q_1/σ_s и $(q_1/\sigma_s)_м$ по формулам (10) и (13)

Номер строки	x_1	x_2	x_3	x_4	x_1x_2	x_1x_3	x_1x_4	z_1	z_2	z_3	z_4	q_1/σ_s	$(q_1/\sigma_s)_м$
1	−1	−1	−1	−1	1	1	1	1	1	1	1	1,57	1,664
2	0	−1	−1	−1	0	0	0	−2	1	1	1	1,99	1,840
3	1	−1	−1	−1	−1	−1	−1	1	1	1	1	2,69	2,784
4	−1	0	−1	0	0	1	0	1	−2	1	−2	1,33	1,350
5	0	0	−1	0	0	0	0	−2	−2	1	−2	1,38	1,166
6	1	0	−1	0	0	−1	0	1	−2	1	−2	1,76	1,751
7	−1	1	−1	1	−1	1	−1	1	1	1	1	1,94	1,994
8	0	1	−1	1	0	0	0	−2	1	1	1	1,32	1,452
9	1	1	−1	1	1	−1	1	1	1	1	1	1,64	1,678
10	−1	−1	0	0	1	0	0	1	1	−2	−2	1,41	1,465
11	0	−1	0	0	0	0	0	−2	1	−2	−2	1,62	1,418
12	1	−1	0	0	−1	0	0	1	1	−2	−2	2,16	2,139
13	−1	0	0	1	0	0	−1	1	−2	−2	1	2,00	1,834
14	0	0	0	1	0	0	0	−2	−2	−2	1	1,41	1,428
15	1	0	0	1	0	0	1	1	−2	−2	1	1,80	1,690
16	−1	1	0	−1	−1	0	1	1	1	−2	1	1,60	1,738
17	0	1	0	−1	0	0	0	−2	1	−2	1	1,62	1,818
18	1	1	0	−1	1	0	−1	1	1	−2	1	1,97	2,122
19	−1	−1	1	1	1	−1	−1	1	1	1	1	1,96	2,058
20	0	−1	1	1	0	0	0	−2	1	1	1	1,68	1,788
21	1	−1	1	1	−1	1	1	1	1	1	1	2,22	2,286
22	−1	0	1	−1	0	−1	1	1	−2	1	1	1,63	1,686
23	0	0	1	−1	0	0	0	−2	−2	1	1	1,75	1,630
24	1	0	1	−1	0	1	−1	1	−2	1	1	2,19	2,372
25	−1	1	1	0	−1	−1	0	1	1	1	−2	1,61	1,647
26	0	1	1	0	0	0	0	−2	1	1	−2	1,50	1,232
27	1	1	1	0	1	1	0	1	1	1	−2	1,66	1,585

$(q_1/\sigma_s)_м$. При расчете по формуле (10) параметр A_1 рассчитывали по формуле (4) в развернутом виде.

После перехода к натуральным значениям факторов модель (13) имеет вид:

$$(q_1/\sigma_s)_м = 19{,}84 + 2{,}4R^2 - 5{,}19R + 8{,}55r_1^2 - 19{,}22r_1 + 3{,}45h_1^2 + 0{,}28h_1 + 1{,}35\mu^2 + 0{,}46\mu - 2{,}39Rr_1 - 2{,}1Rh - 0{,}4R\mu. \quad (14)$$

Высота очага пластической деформации зависит от размеров инструмента и определяется из условия минимальной мощности внешних сил:

$$h_1 = 0{,}304R + 0{,}04. \quad (15)$$

Подставив формулу (15) в выражение (14) при условии, что зависимость (14) записана для выдавливания в неподвижной матрице, получим:

$$(q_1/\sigma_s)_м = 19{,}85 + 2{,}08R^2 - 5{,}105R + 8{,}55r_1^2 - 19{,}22r_1 - 2{,}39Rr_1 + 1{,}35\mu^2 + 0{,}46\mu - 0{,}4R\mu. \quad (16)$$

Подставив зависимость (15) в модель (9), имеем:

$$A_{1м} = -0{,}155R^2 + 0{,}762R + 0{,}285\mu^2 - 0{,}7652\mu - 0{,}195r_1^2 + 0{,}5775r_1 + 0{,}2625R\mu + 0{,}01Rr_1 - 1{,}442. \quad (17)$$

При выдавливании с активно направленными силами контактного трения из значения распределенной силы, рассчитанной по формуле (16), вычитаем удвоенное выражение (11), определяющее силу трения по наружной поверхности очага пластической деформации, в результате получаем:

$$(q_{1а}/\sigma_s)_м = 19{,}85 + 2{,}08R^2 - 5{,}105R + 8{,}55r_1^2 - 19{,}22r_1 - 2{,}39Rr_1 + 1{,}35\mu^2 + 0{,}46\mu - 0{,}4R\mu - \frac{2\mu Rh_1}{r_1^2(R^2 - r_1^2)} + \frac{2A_1\mu Rh_1^2}{3r_1^2(R^2 - r_1^2)}. \quad (18)$$

С учетом формул (15) и (17) выражение (18) принимает вид

$$(q_{1а}/\sigma_s)_м = 19{,}85 + 2{,}08R^2 - 5{,}105R + 8{,}55r_1^2 - 19{,}22r_1 - 2{,}39Rr_1 + 1{,}35\mu^2 + 0{,}46\mu - 0{,}4R\mu - \frac{2\mu(0{,}304R + 0{,}04)}{r_1^2(R^2 - r_1^2)} + \Big[2\mu R(0{,}304R + 0{,}04)^2 \times (-0{,}155R^2 + 0{,}762R + 0{,}285\mu^2 - 0{,}7652\mu - 0{,}195r_1^2 + 0{,}5775r_1 + 0{,}2625R\mu + 0{,}01Rr_1 - 1{,}442)\Big] / \Big[3r_1^2(R^2 - r_1^2)\Big]. \quad (19)$$

Распределенная сила выдавливания ступенчатым пуансоном складывается из силы на торце пуансона и силы на ступени:

$$q = q_0'/r_1^2 + q_1, \quad (20)$$

где q_0' — распределенная сила на торце пуансона; q_1 — распределенная сила на ступени пуансона, определяемая по (19) при выдавливании с активно направленными силами контактного трения и определяемая по формуле (16) при выдавливании в неподвижной матрице.

Силами трения в зоне **3** (см. рис. 1) на поверхностях пуансона и матрице пренебрегаем ввиду небольшой высоты данной зоны для деталей, выдавливание которых можно осуществить ступенчатым пуансоном при более низких радиальных напряжениях на инструмент в зоне **3** по сравнению с напряжениями в зонах **2** и **4**.

Небольшая высота рассматриваемой зоны обусловлена тем, что длина участка пуансона до ступени не может превышать глубину полости, которую можно выдавить до разрыва слоя смазочного материала на боковой поверхности пуансона. Практика показала, что данная глубина не превышает 2—2,5 диаметра участка пуансона до ступени. При начале внедрения ступени новая порция смазочного материала перемещается с торца заготовки на поверхность выдавливаемой полости, и разрыва слоя смазочного материала не происходит.

Величина q_0' определяется формулой

$$q_0' = q_0 + \sigma_{z0}, \quad (21)$$

где q_0 — распределенная сила выдавливания торцевой частью пуансона без учета влияния ступени; σ_{z0} — напряжение на верхней границе зоны **2**, определяемое как сила, воздействующая на ступень, деленная на площадь кольцевого зазора между боковыми поверхностями полости матрицы и участка пуансона до ступени:

$$\sigma_{z0} = q_1 r_1^2/(R^2 - 1). \quad (22)$$

Распределенная сила q_0 выдавливания определяется выражением, полученным путем анализа кинематического и напряженного состояний заготовки в зонах **1** и **2** (см. рис. 1) [11] в неподвижной матрице

$$q_м/\sigma_s = 6{,}831 + 1{,}141R^2 - 4{,}056R - 2{,}17R\mu + 5{,}18\mu, \quad (23)$$

при активно направленных силах контактного трения:

$$\left(\frac{q}{\sigma_s}\right)_a = 6{,}831 + 1{,}141R^2 - 4{,}06R - 2{,}17R\mu + 5{,}18\mu - \frac{2\mu R(0{,}835R - 0{,}619)}{R^2 - 1} + \frac{2\mu R(0{,}835R - 0{,}619)^2(0{,}317R^2 - 0{,}986R + 0{,}608 - 0{,}578\mu + 0{,}26R\mu)}{3 \times (R^2 - 1)}. \quad (24)$$

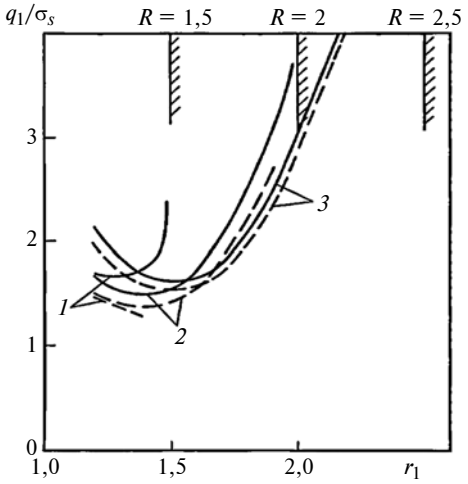


Рис. 2. Удельная сила на ступени пуансона при μ_s = 0,2 и *R* = 1,5 (*1*); 2 (*2*); 2,5 (*3*) в неподвижной матрице (——) и при активно направленных силах контактного трения (---)

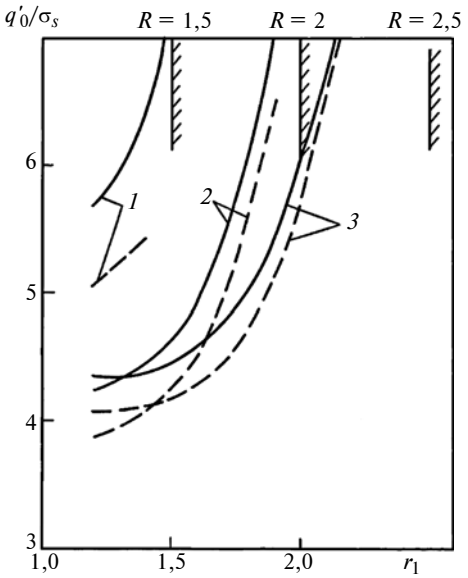


Рис. 3. Удельная сила на торце пуансона при μ_s = 0,2 и *R* = 1,5 (*1*); 2 (*2*); 2,5 (*3*) в неподвижной матрице (——) и при активно направленных силах контактного трения (---)

С учетом выражений (22) и (21) из формулы (20) получим:

$$q = q_0/r_1^2 + q_1R^2/(R-1). \qquad (25)$$

Зависимости, полученные по формулам (16), (19), (21) с использованием (22), (23) и (24), приведены на рис. 2 и 3.

Заметим, что с позиций технологии холодной объемной штамповки при выдавливании с активными силами трения нецелесообразно снижать требования к качеству смазывания заготовки, т. е. следует обеспечивать μ_s = 0,2, чтобы не было следов контакта на поверхностях штампованной поковки и матрицы [5].

Значительная распределенная сила на участке пуансона ниже ступени (см. рис. 3) обусловлена взаимодействием потоков материала деформируемой заготовки из-под торца пуансона вверх и от ступени вниз, что оценивается величиной σ_{z0}, определяемой по формуле (22).

На рис. 4 приведены зависимости напряжения на торце пуансона до начала внедрения ступени в заготовку, полученные по уравнениям (23) и (24).

Анализ зависимостей на рис. 3 и 4 показал, что при внедрении ступени распределенная сила на торце пуансона существенно возрастает. Кроме того, на интенсивность напряжений на участке пуансона до ступени влияет концентрация напряжений в галтели под ступенью. Концентрацию напряжений создают перепад диаметров от торцевого участка пуансона к его ступени и боковое давление на галтель со стороны деформируемой заготовки.

На рис. 5 представлены элементарные силы, действующие на пуансон: q'_0 — среднее осевое напряжение на торце пуансона; p_z — осевое давление на галтель; p_ρ — радиальное давление на галтель. Согласно принципу суперпозиции можно последовательно рассмотреть влияние среднего осевого напряжения q'_0 и контактных давлений p_z и p_ρ.

При действии q'_0 интенсивность напряжений определяется по формуле

$$2\sigma_i^2 = (\sigma_z - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_\rho)^2 + (\sigma_\rho - \sigma_z)^2 + 6\tau. \qquad (26)$$

При наложении давлений p_z и p_ρ компоненты тензора напряжений опасной точки галтели изменяются следующим образом:

$$\left.\begin{aligned} \sigma'_z &= \sigma_z + p_z; \\ \sigma'_\theta &= \sigma_\theta + p_\rho; \\ \sigma'_\rho &= p_\rho; \\ \tau' &= \tau, \end{aligned}\right\} \qquad (27)$$

что допустимо согласно принципу Сен-Венана.

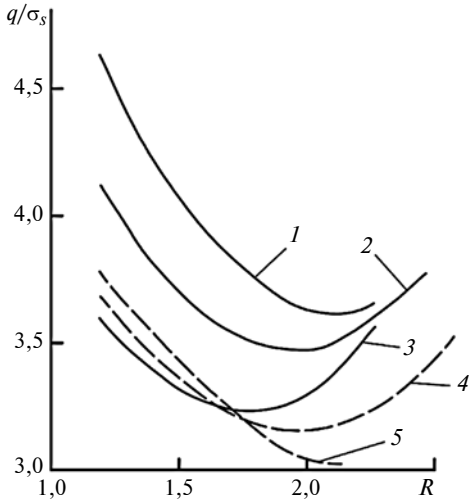


Рис. 4. Удельные силы выдавливания при μ = 0,4 (*1*, *5*); 0,2 (*2*, *4*); 0 (*3*) в неподвижной матрице (——) и при активно направленных силах контактного трения (---)

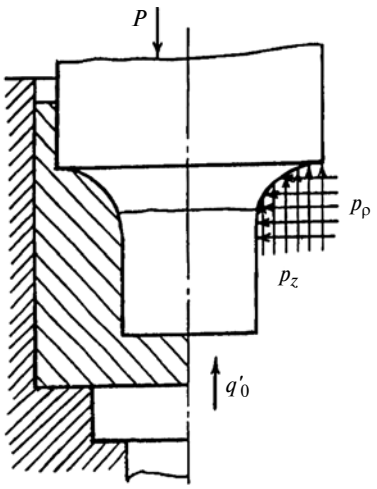


Рис. 5. Силы, действующие на галтель ступенчатого пуансона при выдавливании

С изменением составляющих тензора напряжений изменяется интенсивность напряжений.

Подставив новые значения компонент тензора (27) в формулу (26), получим:

$$(\sigma_i')^2 = (p_z - p_\rho) + \\ + (p_z - p_\rho)(2\sigma_z - \sigma_\theta - \sigma_\rho) + \sigma_i^2. \qquad (28)$$

Для использования формулы (28) необходимо знать величины σ_i, σ_ρ, σ_θ, σ_z. Так как в справочниках отсутствуют сведения о распределении напряжений в ступенчатых валах при сжатии, будем использовать данные о распределении напряжений в выточках. Предположив, что характер распределения нормальных напряжений в обоих случаях идентичен, для опасной точки галтели получим:

$$\sigma_z = \alpha_\sigma q_0'; \quad \sigma_i = 0{,}9\sigma_z = 0{,}9\alpha_\sigma q_0';$$
$$\sigma_\theta = (0{,}3 \div 0{,}4)\sigma_z; \quad \sigma_\rho + 0,$$

тогда

$$(\sigma_i')^2 = 0{,}8\alpha_\sigma^2 (q_0')^2 + 1{,}7\alpha_\sigma q_0'(p_z - p_\rho) + (p_z - p_\rho)^2,$$

где α_σ — теоретический коэффициент концентрации напряжений; разность $p_z - p_\rho$ зависит от формы галтели.

Согласно условию пластичности $(p_z - p_\rho)_{\max} = 1{,}15\sigma_s \approx \sigma_s$, где σ_s — напряжение текучести деформируемого материала. Следовательно,

$$\sigma_i' = \sqrt{0{,}8\alpha_\sigma^2 (q_0')^2 + 1{,}7\alpha_\sigma q_0' + 1}. \qquad (29)$$

На основании выражений (21) и (29) построена номограмма (рис. 6).

По правой части номограммы в зависимости от относительных радиусов пуансона и матрицы определяем распределенную силу, действующую на торец пуансона. По левой части номограммы в зависимости от силы на торце и теоретического коэффициента концентрации напряжений в галтели пуансона устанавливаем интенсивность напряжений в опасном сечении (см. рис. 5).

По интенсивности напряжений, используя диаграмму сопротивления усталости для гладких пуансонов (рис. 7), можно оценить стойкость ступенчатого пуансона.

Приведенные выше зависимости использовали при решении конкретной задачи по оценке увеличения сопротивления пуансона усталости при выдавливании детали "стакан" из алюминиевого сплава с размерами $D = 40$ мм; $d = 22$ мм, $d_1 = 28$ мм. Заданному радиусу галтели под ступенью соответствует теоретический коэффициент концентрации напряжений $\alpha_\sigma = 1{,}5$.

В техническом задании предоставлена возможность выбора одного из трех алюминиевых сплавов (АД1, Амг2М, Д1), для которых на рис. 8 [11] приведены кривые упрочнения при сжатии (диаграммы истинных напряжений). При этом сопротивление пуансона усталости должно обеспечиваться из условия изготовления одним пуансоном не менее 3000 деталей. Предпочтение следует отдать наиболее прочному сплаву.

При заданных размерах детали $R = 1{,}82$; $r_1 = 1{,}27$. Применяемый смазочный материал — животный жир, обеспечивает коэффициент трения $\mu_s = 0{,}2$. По рис. 7 определено $q_0'/\sigma_s = 4{,}4$ при выдавливании в неподвижной матрице и $q_0'/\sigma_s = 4$ при вы-

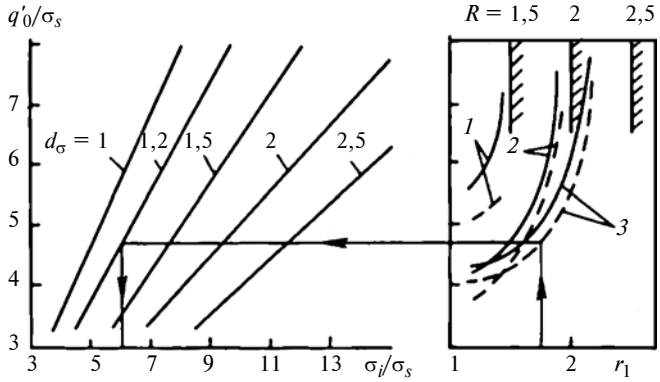


Рис. 6. Номограмма для определения интенсивности напряжений в галтели ступенчатого пуансона при R = 1,5 (*1*); 2 (*2*); 2,5 (*3*) в неподвижной матрице (——) и при активно направленных силах контактного трения (- - -)

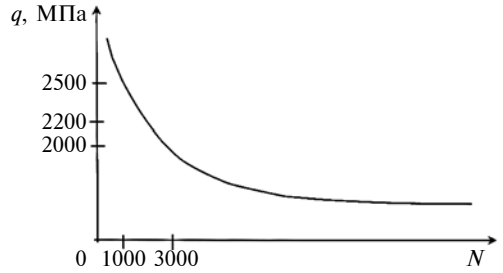


Рис. 7. Кривая сопротивления усталости пуансонов из стали Р6М5

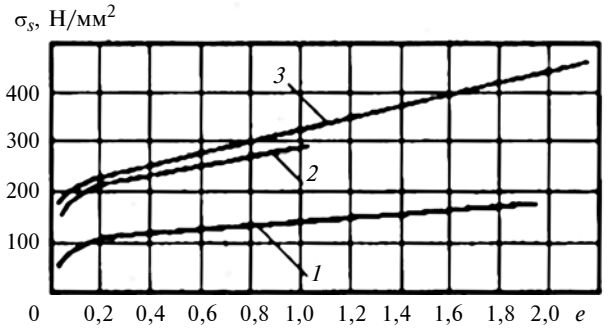


Рис. 8. Кривые упрочнения при сжатии отожженных алюминиевых сплавов АД1 (*1*), Амг2М (*2*), Д1 (*3*)

давливании с активно направленными силами контактного трения.

Дня определения напряжения σ_s текучести материала заготовки по рис. 8 требуется величина накопленной деформации, которую определили для опасного сечения пуансона (см. рис. 5) по справочнику [11]: $e \approx 1{,}2$. Тогда для наиболее прочного сплава, которым является Д1, $\sigma_s = 350$ МПа.

По номограмме (см. рис. 6) определили, что при выдавливании в неподвижной матрице $\sigma_i = 7\sigma_s$, что составляет 2450 МПа. Рассчитанная интенсивность напряжений приравнена к величине q для гладкого пуансона, и по рис. 7 установлено, что стойкость пуансона $N \approx 1000$ циклов штамповки. При выдавливании с активно направленными силами контактного трения, осуществляемом на специализированном прессе [15], $\sigma_i = 6{,}4\sigma_s$, что составляет 2240 МПа. При этом стойкость пуансона, оцененная по рис. 7, составила $N \approx 1700$ циклов штамповки. Однако и это не удовлетворяет требованию задания.

При изготовлении детали из сплава Амг2М, имеющего меньшую прочность, $\sigma_s = 300$ МПа. Тогда при выдавливании в неподвижной матрице $\sigma_i = 2100$ МПа. По рис. 7 определили $N \approx 2100$, что меньше, чем требуется в задании. При выдавливании с активно направленными силами контактного трения $\sigma_i = 1920$ МПа. При этом стойкость пуансона составила $N \approx 3000$ циклов.

Таким образом, деталь можно изготовить выдавливанием из сплава Амг2М при наличии специализированного пресса, создающего активно направленные силы контактного трения. При отсутствии такого пресса и при обеспечении стойкости пуансона $N = 3000$ циклов деталь можно изготовить только из сплава АД1.

В данном исследовании при аналитическом решении задачи с дополнением моделированием сложных функциональных зависимостей уравнениями регрессии не учтено контактное трение между заготовкой и матрицей за пределами высот очагов пластической деформации. При этом площадь поверхности заготовки, по которой действует контактное трение за пределами очагов пластической деформации, весьма велика.

Отказ от учета трения за пределами очагов пластической деформации объясняется тем, что рационально использовать закон трения Амонтона—Кулона, отличающийся от принятого закона трения Зибеля на уровне высот очагов пластической деформации. Однако давление со стороны заготовки на стенку матрицы на уровне высот очагов пластической деформации более чем в 3 раза превышает данную величину за пределами очагов пластической деформации.

Если оценить эффект от активно направленных сил контактного трения по всей высоте заготовки, то повышение ими сопротивления усталости пуансона будет больше, чем установленное в данной статье.

БИБЛИОГАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Дмитриев А. М., Коробова Н. В., Петров М. Д.** Разработка технологии производства корпуса гидроцилиндра из железного порошка // Вестник МГТУ "Станкин". 2014. № 1 (28). С. 54—58.

2. **Сосенушкин Е. Н.** Развитие систем пластического деформирования // Вестник МГТУ "Станкин". 2010. № 1 (9). С. 30—38.

3. **Сосенушкин Е. Н., Овечкин Л. М., Сосенушкин А. Е.** Совершенствование процессов интенсивной пластической деформации // Вестник МГТУ "Станкин". 2012. № 1 (18). С. 22—25.

4. **Влияние** обработки давлением на микроструктуру и качество изделий из высокопрочного чугуна / Е. Н. Сосенушкин, А. С. Пономарев, А. Э. Артес, В. Н. Климов // Вестник МГТУ "Станкин". 2011. № 3 (15). С. 115— 120.

5. **Практическое** использование изменения механических характеристик конструкционных углеродистых сталей при холодной объемной штамповке / А. М. Дмитриев, Ф. В. Гречников, Н. В. Коробова, Н. С. Толмачев // Вестник МГТУ "Станкин". 2014. № 4 (31). С. 41—44.

6. **Создание** рациональной преимущественной ориентировки зерен в формованных со сдвигами слоев порошковых заготовках / А. М. Дмитриев, Ф. В. Гречников, Н. В. Коробова, А. Ю. Аксененко // Вестник МГТУ "Станкин". 2015. № 1 (32). С. 13—20.

7. **Григорьев С. Н., Дмитриев А. М., Коробова Н. В.** Механические характеристики конструкционных углеродистых сталей при холодной объемной штамповке и их описание аппроксимирующими зависимостями // Справочник. Инженерный журнал. 2011. № 12. С. 23—26.

8. **Дмитриев А. М., Коробова Н. В.** Расширение области применения холодной объемной штамповки созданием активных сил контактного трения // Трение и износ. 2013. № 3. С. 306—314.

9. **Дмитриев А. М., Демин В. А.** Современные конкурентоспособные технологии, оборудование и оснастка при производстве заготовок давлением // Справочник. Инженерный журнал. 2011. № 5. С. 34—38.

10. **Dmitriev A. M., Korobova N. V.** Expanding of Application of Cold Die Forging by Inducing Active Contact Friction Forces // Journal of Friction and Wear. 2013. Vol. 34. P. 232—237.

11. **Ковка** и штамповка: справочник. Т. 3. Холодная объемная штамповка деталей из компактных и порошковых материалов / Е. Г. Белков, Г. В. Бунатян, А. Л. Воронцов и др.; под ред. А. М. Дмитриева; под общ. ред. Е. И. Семенова. М.: Машиностроение, 2010. 352 с.

УДК 539.4.016.2

А. М. ИВАНОВ, канд. техн. наук (Институт физико-технических проблем Севера им. В. П. Ларионова СО РАН, г. Якутск),
e-mail: a.m.ivanov@iptpn.ysn.ru

Упрочнение низколегированной стали комбинированием экструзии, винтового и равноканального углового прессований[1]

Разработан и применен комбинированный метод экструзии и винтового прессования (ЭВП) в сочетании с равноканальным угловым прессованием (РКУП) для упрочнения металлических материалов. Приведены механические свойства и результаты разрушения при одноосном растяжении образцов из низколегированной стали 09Г2С в состоянии поставки и после упрочнения.

Ключевые слова: экструзия, винтовое прессование, равноканальное угловое прессование, сталь, прочность, пластичность, фрактография, механизм разрушения.

The combined extrusion and helical pressing method combined with equalchannel angular pressing for strengthening of metal materials is developed and applied. The mechanical properties and failure results at uniaxial tension of specimens from "09Г2С" low-alloyed steel in delivery and after strengthening states are given.

Keywords: extrusion, helical pressing, equal-channel angular pressing, steel, strength, plasticity, fractography, fracture mechanism.

Применение комбинированных методов обработки материалов позволяет изготовлять изделия с высокими служебными характеристиками, так как в машиностроении возможности традиционных методов значительно исчерпаны. Служебные и функциональные характеристики изделий определяются физико-механическими свойствами их материалов. В зависимости от назначения металлические изделия должны иметь определенные прочность, пластичность, твердость, вязкость и т. д. Для обеспечения высоких физико-механических свойств металлов и сплавов широко применяют методы интенсивной пластической деформации (ИПД) [1—6], каждый из которых имеет определенные ограничения при достижении накопленной деформации в результате обработки материала.

Для повышения прочности, обеспечения большей накопленной деформации, разных режимов обработки и других эффектов используют комбинированные методы: последовательную термическую обработку (ТО) и методы ИПД; сочетание разных схем сдвиговой деформации и др. [6, 7 и др.]. Применение комбинированных деформационных методов упрочнения металлов и сплавов предполагает для их реализации разработку устройств и технологии обработки. Комбинирование разных схем сдвиговой деформации позволяет управлять структурой металлов и сплавов для обеспечения их высоких физико-механических свойств. Разработка новых и усовершенствование существующих комбинированных деформационных методов обработки — весьма актуальная научно-техническая задача.

Цель работы — создание методики деформационной обработки комбинированием метода экструзии и винтового прессования (ЭВП) с равноканальным угловым прессованием (РКУП). Результаты исследований можно использовать при разработке методик упрочнения металлических материалов с применением комбинированных методов ИПД.

Деформационная обработка включает в себя экструзию, винтовое и равноканальное угловое прессования, причем первые два метода реализуются в одном устройстве, созданном на основе изобретения [7]. Осуществляют ЭВП и РКУП на гидравлическом прессе ПСУ 125 типа 3ИМ усилием 1250 кН (рис. 1). При этом для выполнения ЭВП и РКУП используют свои оснастки, устанавливаемые при необходимости на опору пресса. До деформационной обработки заготовку предварительно нагревают и выдерживают в муфельной печи до температуры 673 К, затем поме-

[1] Исследование выполнено в рамках научного проекта № III.28.1.1 по программе III.28.1 СО РАН.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 73)

12. **Наукоемкие** технологии в машиностроении / А. Г. Суслов, Б. М. Базров, В. Ф. Безъязычный и др.; под ред. А. Г. Суслова. М.: Машиностроение, 2012. С. 68—114.

13. **Дмитриев А. М., Коробова Н. В., Толмачев Н. С.** Экспериментальная проверка результатов компьютерного моделирования напряжений на элементе деформирующего инструмента // Вестник МГТУ "Станкин". 2014. № 2 (29). С. 44—49.

14. **Dmitriev A. M., Korobova N. V., Yakubovskaya I. A.** Increasing Punch Life in Cold Cup Extrusion with Active Friction // Russian Engineering Research. 2015. N. 9. P. 24—29.

15. **Дмитриев А. М., Гречников Ф. В., Коробова Н. В.** Специализированные прессы для обработки материалов давлением и их технологическое применение: учеб. пособ. Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 2010. 164 с.

16. **Дмитриев А. М.** О целесообразности создания нестандартного малогабаритного прессового оборудования // Технология легких сплавов. 2010. № 2. С. 87—94.

17. **Технологичность** конструкций создаваемых малогабаритных специализированных прессов / А. М. Дмитриев, Н. В. Коробова, А. Ю. Аксененко, Н. С. Толмачев // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2012. № 11. С. 3—9.

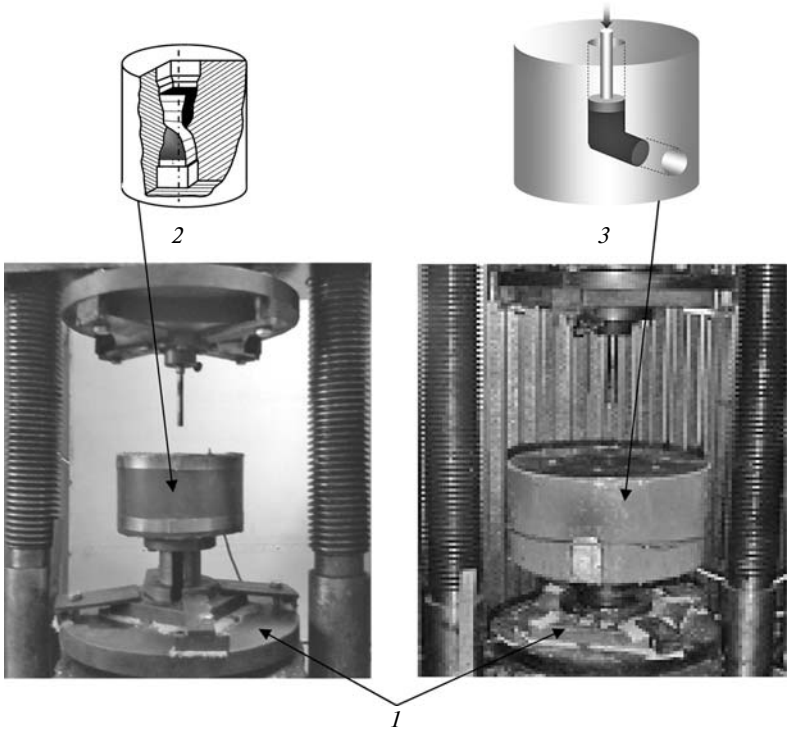


Рис. 1. Установки для упрочнения металлических материалов на базе гидравлического пресса ПСУ 125 типа ЗИМ усилием 1250 кН (*1*) со схематично показанными приспособлениями для ЭВП (*2*) и РКУП (*3*)

щают в технологическую оснастку, нагретую до 673 К с помощью накидной печи. Для уменьшения трения поверхности заготовки о стенки канала матрицы используют технологическую смазку РОСОЙЛ-АНГЕЛИНА с добавками чешуйчатого графита. На первом этапе эксперимента методом ЭВП получали металлическую заготовку размером ∅12×40 мм в виде профиля, как показано в работе [8]. Из средней части профиля изготовляли заготовку размером ∅6×50 мм, которую вставляли во втулку длиной 50 мм с внутренним и наружным диаметрами 6 и 20 мм также из исследуемого материала. Собранную заготовку обрабатывали методом РКУП. Отметим, что ЭВП и РКУП выполняют за один проход. После РКУП заготовку разбирали и из упрочненной заготовки изготовляли образец с рабочим участком размером ∅3×15 мм для механических испытаний одноосным растяжением.

Объект исследования — низколегированная сталь 09Г2С в состоянии поставки и после комбинированной обработки по схемам ЭВП и ЭВП + РКУП. Состав стали 09Г2С, масс. %: 0,1 C; 0,85 Si; 1,41 Mn; 0,17 Cr; 0,18 Ni; 0,35 Cu; остальное Fe.

Химический анализ провели на атомно-эмиссионном спектрометре Foundry-Master фирмы Worldwide Analytical Systems AG (WAS AG).

Образцы с рабочим участком размером ∅3×15 мм испытали на одноосное растяжение на машине UTS-20k при постоянной скорости нагружения $\approx 3{,}33 \cdot 10^{-5}$ м · с$^{-1}$.

Фрактографические исследования изломов образцов выполнили на сканирующем электронном микроскопе HITACHI TM3030 в режиме вторичных электронов[2].

После ЭВП прочность стали 09Г2С повысилась в 1,5 раза ($\sigma_в$ = 793 МПа по сравнению с $\sigma_в$ = 521 МПа в исходном состоянии), после ЭВП + РКУП — в 1,7 раза ($\sigma_в$ = 880 МПа). В первом случае пластичность снизилась на 43 % ($\varepsilon_к$ = 20,85 % по сравнению с 36,65 % для исходного состояния), во втором — на 48 % ($\varepsilon_к$ = 19,1 %).

Анализ фрактограмм изломов образцов из низколегированной стали 09Г2С показал следующее.

Макро- и микрорельефы изломов образцов в состоянии поставки и в состояниях после ЭВП и ЭВП + РКУП практически идентичны. Во всех случаях наблюдаются вязкое разрушение с образованием "чашечного" излома в шейке растянутого образца (рис. 2, *а*, I, II, III) и наличие ямочного микрорельефа (рис. 2, *б*, I, II, III). Структура поверхности разрушения матовая, неровная, видны две основные зоны. Центральная волокнистая зона *1* включает очаг разрушения и участок развития трещины. По периметру поверхности разрушения расположена зона *2* — наклонный срез, образовавшийся от действия касательных напряжений. Для исходного образца и образца, подвергнутого ЭВП, зона *1* образования и развития трещины составляет примерно 70 % общей площади поверхности разрушения. Для образца после ЭВП + РКУП зона *1* уменьшается до 60 %.

Образцы разрушались при стабильном росте трещины, о чем свидетельствуют ямки разрушения в волокнистой зоне *1* и ямки сдвига в зоне *2* среза. В зоне *1* вязкое разрушение образца реализуется в результате слияния микропор в квазиравноосные ямки нормального отрыва, разделенные гребнями с острыми краями (см. рис. 2, *б*, I, II, III). Ямки более сложной формы, чем круглая и эллиптическая, возможно образуются в результате слияния пор близко расположенных включений (см. рис. 2, *б*, II). В некоторых ямках могут быть частицы включений. На отдельных участках поперечного сечения шейки на гребнях больших ямок от включений можно наблюдать как отдельные, так и выстроенные в

[2] Съемки поверхностей разрушения выполнены Н. Д. Коваленко.

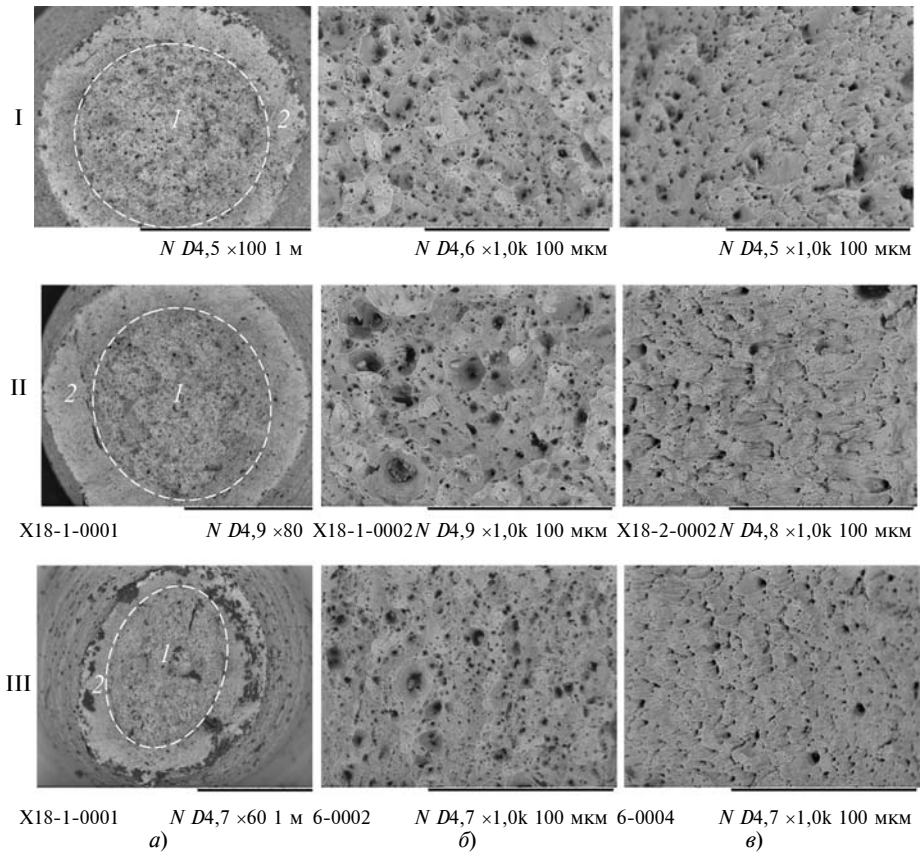


Рис. 2. Макро- и микрорельефы изломов образцов из стали 09Г2С, испытанных при нормальной температуре:

а — общий вид; *б* — центральная зона *1*; *в* — периферийная зона *2*; I — в состоянии поставки: II — после ЭВП в один проход при 673 К; III — после ЭВП + РКУП в один проход при 673 К

цепочку мелкие ямки диаметром порядка 0,5 мкм. Такие микроямки могут образовывать карбиды. Волнистые линии (ступеньки) на внутренней поверхности ямок свидетельствуют о скольжении материала при их увеличении [9]. Ряд ямок (особенно мелких) ориентированы преимущественно вдоль главной оси поперечного сечения излома образца, имеющего форму эллипса (см. рис. 2, *а*, III).

Для разных состояний стали зоны отличаются размером и плотностью ямок, что обусловлено природой материала, его способностью сопротивляться пластическим деформациям и зарождению микротрещин, что в свою очередь зависит от размеров зерен, размеров и плотности включений в материале и других факторов. В зоне *1* излома образца, подвергнутого ЭВП в один проход при 673 К, размер ямок больше (см. рис. 2, *б*, II), что согласно работе [9] свидетельствует о меньшем числе мест зарождения микропор. Излом в зоне *2* характеризуется вытянутыми ямками сдвига (см. рис. 2, *в*, I, II, III). Разрыв образца по периферии происходит срезом вдоль полос сдвига. Микроямки присутствуют как в зоне *1*, где происходит разрыв перемычек отрывом, так и в зоне *2* разрушения срезом. Большая вытянутость ямок среза для образца, подвергнутого ЭВП, свидетельствует о большей энергоемкости процесса развития трещины в зоне *2* по сравнению с исходным состоянием и состоянием после ЭВП и РКУП (см. рис. 2, *в*, II). Отметим, что приведенные характеристики изломов образцов имеют качественный характер, поэтому для оценки энергоемкости вязкого разрушения стали по размерам ямок необходимо провести измерения морфологии поверхностей разрушения [10].

Таким образом, сочетание методов ЭВП и РКУП обеспечивает повышение прочности стали при почти двукратном снижении пластичности по сравнению с исходным крупнозернистым материалом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бриджмен П. В.** Исследование больших пластических деформаций и разрыва. — М.: Изд-во ИЛ, 1955. — 444 с.
2. **Сегал В. М.** Развитие обработки материалов интенсивной сдвиговой деформацией // Металлы. 2004. № 1. С. 5—14.
3. **Валиев Р. З., Александров И. В.** Объемные наноструктурные металлические материалы: получение, структура и свойства. М.: Академкнига, 2007. 398 с.
4. **Li L., Virta J.** Ultrahigh strength steel wires processed by severe plastic deformation for ultrafine grained microstructure // Materials Science and Technology. 2011. V. 27. N. 5. P. 845—862.
5. **Annealing** behavior of ultrafine grained structure in low-carbon steel produced by equal channel angular pressing / G. G. Maier, E. G. Astafurova, H. J. Maier, etc. // Materials Science and Engineering A — Structural Materials Properties Microstructure and Processing. 2013. V. 581. N. 1. P. 104—107.
6. **Stolyarov V. V.** Features of deformation behavior at rolling and tension under current in TiNi alloy // Reviews on Advanced Materials Science. 2010. V. 25. P. 194—202.
7. **Пат. 2570271 Рос. Федерация:** МПК B21J5/06. Способ комбинированной интенсивной пластической деформации заготовки.
8. **Иванов А. М., Петрова Н. Д., Лепов В. В.** Влияние экструзии и винтового прессования на структуру и механические свойства низколегированной стали // Наука и образование. 2015. № 4 (80). С. 87—90.
9. **Ярополова Н. Г.** Влияние слабого магнитного поля на пластическую деформацию меди: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Новокузнецк, 2015. 20 с.
10. **Кудря А. В., Соколовская Э. А., Арсенкин А. М.** Эффективность применения средств наблюдения различной размерности для анализа морфологии вязкого излома улучшаемых сталей // Деформация и разрушение материалов. 2010. № 1. С. 38—44.

УДК 629.113:621.33

А. М. САЙКИН, Г. Г. ТЕР-МКРТИЧЬЯН, доктора технических наук, К. Е. КАРПУХИН, А. С. ПЕРЕЛАДОВ, А. В. ЖУРАВЛЕВ, кандидаты технических наук, Е. А. ЯКУНОВА (НАМИ, г. Москва), e-mail: K.Karpukhin@nami.ru

Экологические проблемы современных транспортных средств, в том числе электромобилей[1]

Исследованы причины высокой концентрации вредных веществ в салонах транспортных средств. Разработана система очистки воздуха. Представлены результаты стендовых испытаний. Показана необходимость в разработке технических требований к салонным фильтрам и воздухоочистителям.

Ключевые слова: транспортное средство, салон, вредные вещества, салонные фильтры, средства очистки воздуха, нормативная документация.

The reasons of high concentration of harmful substances in saloons of transport vehicles are studied. The air purifying system is developed. The bench tests results are presented. The necessity of development of technical requirements to saloon filters and air cleaners is shown.

Keywords: transport vehicle, saloon, harmful substances, cabin air filter, means of air purifying, regulatory documentation.

В современных транспортных средствах (ТС) для очистки воздуха в салоне устанавливают системы вентиляции и кондиционирования (климат-контроль). При этом используемые бумажные или угольные фильтрующие материалы в салонных фильтрах не очищают воздух от оксидов азота и углерода, что является их серьезным недостатком. Кроме того, для очистки воздуха от твердых частиц (ТЧ) и углеводородов салонные фильтры мало эффективны. Количество применяемого в фильтрах угля (как правило, не превышает 30÷40 г) при эксплуатации ТС в городских условиях хватает на очистку воздуха от углеводородов и нейтрализации запахов в салоне только на 1÷2 тыс. км пробега. Из-за отсутствия нормативных требований к салонным воздухоочистителям бумажные фильтрующие элементы очищают только твердые частицы размером не менее 1÷2 мкм. При этом частицы меньших размеров более токсичны. Следовательно, салонные фильтры не обеспечивают требуемой защиты водителя и пассажиров от вредных веществ в салоне ТС, которые в реальных условиях могут до 10 раз превышать гигиенические нормы [1—6].

Проведенные исследования показали следующие причины сверхнормативного загрязнения воздуха в салонах:

значительное фоновое загрязнение окружающей среды в городах, особенно в мегаполисах;

воздух над дорогой имеет загрязнение (особенно при наличии пробок, на перекрестках, на закрытых автопарковках, в тоннелях), в несколько раз превышающее фоновое.

При этом в салонах ТС загрязнение воздуха превышает загрязнение над дорожным покрытием. Это объясняется следующим [7—10]:

1) поступление вредных веществ из окружающей среды при работе систем вентиляции, обогрева и кондиционирования в режиме подачи приточного воздуха;

2) поступление вредных веществ из окружающей среды вследствие плохой герметичности салона (при отключенных системах вентиляции, кондиционирования и закрытых окнах при скоростях движения ТС от 0 до 90 км/ч кратность воздухообмена в салоне изменяется от 1,5 до 40);

3) поступление вредных веществ, находящихся в отработавших газах, из выхлопных труб впереди и рядом едущих ТС;

4) поступление в салон с потоком воздуха продуктов изнашивания шин, дорожного полотна, тормозных систем, сцеплений;

5) наличие вредных веществ в материалах внутреннего интерьера салона;

6) недостаточная очистка от токсичных вредных веществ (CO, NO_2 и др.) фильтрами систем кондиционирования;

7) наличие вредных веществ в промежуточных продуктах разложения и окисление углеводорода в автономных салонных фотокаталитических воздухоочистителях;

8) отсутствие нормативной базы для сертификации средств очистки воздуха и фильтров, а также методов их испытаний;

9) работа ионизаторов, генерирующих озон (при наличии озона и NO_x токсичность воздуха увеличивается в 20 раз);

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки РФ. Уникальный идентификатор проекта RFMEFI62514X0006.

10) использование в ТС с дизелем для очистки отработавших газов (не в составе комплексных систем очистки) электрофильтров и окислительных каталитических нейтрализаторов (первые повышают в отработавших газах содержание озона и NO_2, вторые — NO_2);

11) открытие окон и дверей ТС.

При этом значительно загрязненный воздух в салонах ТС, как правило, не имеет запаха, цвета, а твердые частицы меньше 1÷2 мкм визуально не определяются. При сильном загрязнении воздуха в салоне даже наличие комфортных условий (нормальные температура воздуха, влажность, отсутствие шума) не исключают повышенную утомляемость водителя, что повышает опасность эксплуатации ТС и наносит вред пассажирам [11—14].

Не являются исключением и электромобили, не смотря на то, что они не имеют отработавших газов. Однако при их эксплуатации в окружающую среду поступают продукты изнашивания шин, дорожного полотна, тормозных механизмов, сцеплений.

Основные недостатки автономных систем очистки воздуха салонов ТС: отсутствие эффективной очистки перечисленных выше вредных веществ; несогласованность их работы с системами вентиляции и кондиционирования; неэффективная раздача очищенного воздуха в салоне.

Наиболее эффективными являются комплексные способы очистки воздуха, которые обеспечивают фильтрацию твердых частиц и сажи с помощью бумажных фильтров, низкотемпературную очистку СО с помощью платино-палладиевых катализаторов, химическое поглощение NO_x с с использованием таких поглотителей, как перманганаты кальция, бария, калия, натрия и адсорбцию углеводородов на углях.

Экспериментально установлены эффективные фильтрующие материалы (табл. 1).

Химический поглотитель ХСПК представляет собой активный оксид алюминия, пропитанный перманганатом калия — дробленые зерна размерами 1,5÷2,8 мм. При пропускании через поглотитель воздуха с оксидами азота перманганат калия ($KMnO_4$) работает как катализатор окисления NO ($2NO + O_2 = 2NO_2$) и вступает в химическую реакцию с вредными веществами, содержащимися в воздухе с образованием нитритов и нитратов:

$$3NO + KMnO_4 + 2H_2O \rightarrow 3HNO_2 + MnO_2 + KOH;$$

$$2NO_2 + H_2O \rightarrow HNO_3 + HNO_2;$$

$$2CO + 2KMnO_4 \rightarrow K_2MnO_4 + MnO_2 + 2CO_2;$$

$$3(CH{\equiv}CH) + 8KMnO_4 \rightarrow 3K_2C_2O_4 + 2KOH + 8MnO_2 + 2H_2O;$$

$$3(CH_2{=}CH_2) + 2KMnO_4 + H_2O \rightarrow 3(CH_2OH{-}CH_2OH) + 2MnO_2 + 2KOH;$$

$$3(CH_3{-}CH{-}CH_2) + 4KMnO_4 + 5H_2O \rightarrow 3(CH_2OH{-}CHOH{-}CH_2OH) + 4MnO_2 + 4KOH;$$

$$KOH + HNO_2 \rightarrow KNO_2 + H_2O;$$

$$KOH + HNO_3 \rightarrow KNO_3 + H_2O.$$

Таблица 1

Эффективные фильтрующе-сорбирующие материалы для очистки воздуха в салонах ТС

Вредное вещество (формула)	Способ очистки	Фильтрующе-сорбирующий материал
Оксиды азота (NO_x)	Химическое поглощение	Химический поглотитель ХСПК
Углеводороды (СН)	Адсорбция	Угольный сорбент СКТ
Оксид углерода (СО)	Каталитическое окисление	Катализатор АК
Твердые частицы	Фильтрация	Бумажный фильтрующий элемент Стеклин

Угольный сорбент СКТ в виде гранул размерами 1,2÷3 мм с развитой пористой структурой является универсальным материалом для адсорбции органических и неорганических соединений из газовой среды в результате адсорбционных и капиллярных процессов. Активные угли на базе сорбента СКТ содержат химически связанный кислород, который в зависимости от способа и условий получения угля образует поверхностные химические соединения основного и кислотного характера. Уголь, содержащий поверхностные оксиды, также адсорбирует.

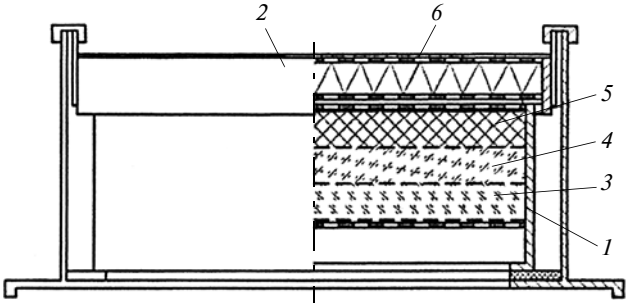
Катализатор АК — дробленые гранулы из активного оксида алюминия размерами 1÷2,5 мм, на которые нанесен палладиевый катализатор, который обеспечивает низкотемпературное окисление СО (при нормальной температуре): $CO + O_2 = CO_2$.

Фильтровальную бумагу Стеклин изготовляют из стекловолокон диаметром до 0,3 мкм. Стеклин характеризуется высокой пористостью, однако по сравнению с целлюлозной бумагой он имеет поры меньших размеров. Показатель эффективности Стеклина: для твердых частиц размером от 0,3 мкм — 99 %, для пыли при газодинамическом сопротивлении 10÷13 Па и скорости потока воздуха 5 см/с — 99,9 %.

С учетом того, что при расчете системы очистки воздуха от вредных веществ, накапливающихся в салоне ТС, не должны образовываться другие опасные вещества, разработан фильтрующий сорбирующий блок (рисунок). В металлической кассете послойно размещены фильтрующий (*6*), сорбирующий (*5*), хемосорбирующий (*4*) и каталитический (*3*) элементы. Фильтрующий элемент *6* размещен в кассете *2*.

При разработке конструкции системы очистки воздуха для салонов легковых автомобилей учитывались следующие требования:

газодинамическая система должна быть максимально прямоточной, чтобы снизить потери давления на местных сопротивлениях;



Фильтрующий сорбирующий блок:
1, *2* — кассеты; *3* — катализатор; *4* — поглотитель; *5* — сорбент; *6* — бумажный фильтр

прокачка воздуха через блок очистки должна быть принудительной, что обеспечит равномерную раздачу воздуха по фронтальной площади блока очистки;

скорость потока воздуха через слои блока очистки не должна превышать 10 см/с (для снижения газодинамического сопротивления и максимально равномерной раздачи воздуха);

производительность системы очистки на номинальном режиме работы должна составлять 26 м^3/ч;

размеры блока очистки 209 × 209 × 110 мм при высоте сорбирующего, хемосорбирующего и каталитического слоев не менее 20 мм; высота кассеты с фильтровальной бумагой Стеклин — 17 мм; фронтальная площадь фильтровальной бумаги — 1,2 м^2;

в базовой модели системы очистки для салонов ТС объемом около 3 м^3 при вертикальном расположении блока очистки напор радиального вентилятора должен составлять около 600 Па при мощности приводного электродвигателя 36÷48 Вт.

Испытания систем очистки воздуха в салоне беспилотного ТС с приводом от электротяги проводили при расходе воздуха 30 м^3/ч, что несколько превышает оптимальный расход (2,5÷3,5 м^3/ч) для легковых автомобилей. В соответствии с разработанной методикой оценки эффективности очистки воздуха в салоне ТС испытания проводили при искусственно созданной загазованности в закрытом герметичном боксе.

Автомобиль устанавливали в герметичный бокс, закрывали все двери, отключали систему приточной вентиляции. При работающем двигателе в результате поступления отработавших газов в боксе создавалась повышенная загазованность. С помощью газоанализатора определяли содержание вредных веществ в воздухе. При достижении в воздухе превышения в 4—6 раз предельно допустимой концентрации, например, оксидов азота, открывали двери автомобиля. Содержание вредных веществ в боксе и салоне выравнивалось. Далее двигатель выключали, двери ТС закрывали, все приборы и системы ТС отключали и включали систему очистки воздуха в режиме рециркуляции, замеряли концентрацию вредных веществ. Через равные промежутки времени (2 мин) измеряли концентрацию вредных веществ в салоне и в боксе.

Результаты сравнительных испытаний новой системы и штатного салонного фильтра системы кондиционирования приведены в табл. 2, их анализ показал, что за 10 мин работы новой системы очистки воздуха в салоне ТС обеспечивается концентрация всех измеряемых вредных веществ ниже предельно допустимых значений, полной очистки воздуха в салоне от вредных веществ не достигается из-за негерметичности кабины ТС.

Размещение системы очистки воздуха в салоне ТС не зависит от систем вентиляции, отопления и кондиционирования, но она должна быть максимально удалена от мест поступления в нее воздуха и выпуска очищенного воздуха из нее для обеспечения максимальной циркуляции воздуха в салоне.

Таблица 2

Содержание вредных веществ в салоне ТС (числитель) и испытательном боксе (знаменатель) при очистке воздуха с помощью штатного фильтра системы кондиционирования и новой системы очистки при работе в режиме рециркуляции, мг/м^3

Вещество	Время очистки, мин						
	0	2	4	6	8	10	12
Штатный салонный фильтр							
NO_x	28,1/28,0	23,6/27,8	19,2/27,4	16,3/26,8	13,0/25,9	11,1/25,1	10,0/24,5
CO	21,9/21,8	19,1/20,5	16,6/18,8	14,1/17,3	12,0/16,1	10,2/14,8	8,6/13,0
ТЧ 410	459/457	360/240	277/89	128/22	79/15	32/12	17/8
ТЧ 42,5	2622/2628	2303/2503	1970/2007	1696/1556	1377/1303	1097/981	860/677
CH	18,7/18,7	16,2/16,9	14,0/14,9	11,5/12,7	9,5/10,9	8,1/9,1	6,6/8,5
Новая система очистки воздуха							
NO_x	31,2/31,8	24,1/22,3	19,7/13,1	16,7/5,2	13,4/2,8	11,0/1,3	9,6/1,0
CO	22,8/22,3	19,4/16,3	16,1/10,7	13,0/5,2	10,9/2,8	9,0/1,5	7,9/0,8
ТЧ 410	469/468	306/241	199/50	88/19	41/11	29/9	15/6
ТЧ 42,5	2530/2531	2366/1980	2073/1155	1607/308	1366/77	1211/31	922/19
CH	18,2/18,3	16,1/11,3	14,0/7,8	11,7/4,4	10,1/2,7	8,5/1,9	6,7/1,3

УДК 621.45.044

Ф. А. ГИЗАТУЛЛИН, д-р техн. наук, Р. М. САЛИХОВ, канд. техн. наук (Уфимский государственный авиационный технический университет), e-mail: texprom@yandex.ru

Влияние накопленной энергии в емкостных системах зажигания газотурбинных двигателей и частоты искровых разрядов на ресурс полупроводниковых свечей зажигания

Исследуется изменение ресурса полупроводниковых свечей газотурбинных двигателей (ГТД) в зависимости от накопленной в емкостной системе зажигания энергии и частоты искровых разрядов при разных условиях пуска ГТД.

Ключевые слова: система зажигания, накопленная энергия, частота искровых разрядов.

The change of resource of semiconductor igniters of gas turbine engines (GTE) depending on accumulated in the ignition system energy and spark frequency at different conditions of GTE run-up, is studied.

Keywords: ignition system, accumulated energy, spark frequency.

Основными показателями эффективности систем зажигания газотурбинных двигателей (ГТД) являются способность воспламенения, энергетическая эффективность и ресурс свечей зажигания. Метод повышения способности воспламенения системы зажигания зависит от способа стабилизации пламени в камере сгорания и пусковых воспламенителях, а также от условий пуска двигателя. В работах [1, 2] показано, что в зависимости от особенностей стабилизации пламени в устройствах горения и условий пуска ГТД необходимо менять соотношение накопленной энергией W_0 в емкостной системе зажигания и частоты f искровых разрядов в полупроводниковых свечах зажигания при постоянной потребляемой мощности P системой зажигания: $P = W_0 f = \text{const}$. Так, если для пусковых воспламенителей ГТД с электроискровым способом стабилизации пламени необходимо повышать частоту разрядов при соответствующем снижении накопленной энергии, то для ГТД с высотным пуском и непосредственным воспламенением топливовоздушной смеси свечой зажигания в камере сгорания при заданной мощности системы зажи-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 84)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Faber J., Brodzik K.** Air Pollution in New Vehicles as a Result of VOC Emissions from Interior Materials // Environmental Studies. 2013. № 6. P. 1701—1709.

2. **Logue J. M., Price P. N.** A Method to Estimate the Chronic Health Impact of Air Pollutants in US // Environmental Health Perspectives. Environmental Energy Technologies Division, Lawrence Berkeley National Lab. 2012. № 120. P. 216—222.

3. **Exposure** to Particulate Matter in Vehicle Cabins of Private Cars / O. Geiss, J. Barrero-Moreno et al. // Aerosol and Air Quality Research, European Commission, Joint Research Centre. 2010. № 10. P. 581—588.

4. **In-Car** Air Pollution. Washington: The International Center for Technology Assesment, 2000. 41 p.

5. **Кутенев В. Ф., Степанов В. В., Азаров В. К.** О реальном выбросе твердых частиц автомобильным транспортом // ААИ. 2013. № 4 (81). С. 45—47.

6. **Сайкин А. М.** Методологические аспекты улучшения экологической безопасности автотранспортных средств // Транспорт на альтернативном топливе. 2011. № 3. С. 78—82.

7. **Звонов В. А., Козлов А. В., Теренченко А. С.** Оценка жизненного цикла — основа совершенствования АТС // Автомобильная промышленность. 2003. № 11. С. 10—13.

8. **Селифонов В. В., Карпухин К. Е., Баулина Е. Е.** Электромобиль особо малого класса с гибридной энергетической установкой // Автотракторное электрооборудование. 2004. № 9. С. 20—22.

9. **Ломакин В. В., Карпухин К. Е., Кондратов В. Н.** Тенденции развития автомобилестроения. М.: МГТУ "МАМИ", 2009.

10. **Автотранспорт** и экология мегаполисов / А. А. Ипатов, В. Ф. Кутенев, В. А. Лукшо и др. Монография. М.: Экология машиностроения, 2010.

11. **Бахмутов С. В., Карпухин К. Е.** "Чистые" автомобили: направления реализации и достигаемые результаты // Журнал автомобильных инженеров. 2012. № 6 (77). С. 51—54.

12. **Encyclopedia** of Automotive Engineering / John Wiley & Sons. Ltd. Online ©, 2014. 2696 p.

13. **Теренченко А. С, Карпухин К. Е.** Энергоэффективность как способ улучшения экологической безопасности транспортных средств // Тр. Нижегородского ГТУ им. Р. Е. Алексеева. 2014. № 4 (106). С. 299—305.

14. **Hybrid** and Electric Vehicles. The Electric Drive Delivers. Aachen: International Energy Agency, 2015. 328 p.

гания необходимо уменьшать частоту искровых разрядов и увеличивать накопленную энергию. Очевидно, что изменение соотношения между параметрами W_0 и f должно влиять на ресурс полупроводниковых свечей зажигания.

Поставлена задача — исследовать зависимость изменения ресурса полупроводниковых свечей зажигания от накопленной энергии и частоты разрядов при постоянной потребляемой мощности.

Исследуемые серийные полупроводниковые свечи зажигания работали от емкостного агрегата зажигания в составе стенда (рисунок).

Выдерживали два соотношения параметров W_0 и f при $W_0 f = 8$ Вт: 1) $W_0 = 0{,}5$ Дж и $f = 16$ Гц; 2) $W_0 = 2$ Дж и $f = 4$ Гц.

Наработку свечей зажигания получали по двум вариантам:

1) методом ускоренных испытаний до отказа при погружении рабочих торцов свечей зажигания в керосин; цикл состоял из 1 мин включения и 1 мин перерыва;

2) фиксированное число циклов включения свечей зажигания в воздушной среде при давлении 392 кПа.

Для всех исследуемых свечей зажигания фиксировали до и после работы, а также через определенное число циклов включений среднее значение зазора Δ и массу G свечи зажигания, которые характеризуют интенсивность эрозии электродов [3].

Результаты исследований представлены в табл. 1 и 2, анализ которых показал, что изменение соотношения между накопленной энергией и частотой искровых разрядов в условиях постоянной потребляемой мощности изменяет ресурс свечей зажигания. Наработка до отказа возрастает с увеличением накопленной энергии и снижением частоты искровых разрядов. Однако при фиксированной продолжительности работы свечей зажигания их износ повышается с увеличением накопленной энергии.

Таким образом, при постоянной потребляемой мощности повышение накопленной энергии увеличивает ресурс свечей зажигания, однако это ухудшает массогабаритные показатели системы зажигания. Полученные результаты экспериментальных исследований дополняют оценку изнашивания конструктивных элементов свечей зажигания в ходе подготовительного и искрового этапов разряда в полупроводниковых свечах зажигания, оценку влияния индуктивности разрядной цепи емкостных систем зажигания на интенсивность изнашивания свечей зажигания [4].

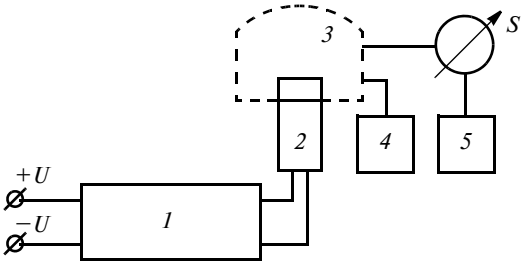


Схема экспериментального стенда:

1 — агрегат зажигания; *2* — полупроводниковая свеча; *3* — камера высокого давления; *4* — датчик давления; *5* — компрессор

Таблица 1

Эксплуатационные параметры свечей зажигания до и после работы в режиме ускоренных испытаний

Номер свечи	Число включений	W_0, Дж	f, Гц	Δ, мм	G, г
1	1 125	0,5	16	0,5 0,9	63,76 63,65
2	1 195	2,0	4	0,5 0,9	63,38 63,01

Таблица 2

Параметры свечей зажигания при их работе в воздушной среде

Номер свечи	Число включений	W_0, Дж	f, Гц	Δ, мм	G, г
3	0 500 900 1500 2200	0,5	16	0,5 1,3 1,4 1,4 1,5	63,43 63,38 63,33 63,32 63,30
4	1 500 900 1500 2200	2,0	4	0,6 1,1 1,1 1,2 1,3	63,52 63,40 63,40 63,37 63,30

Выражаем благодарность А. В. Краснову — директору НИОКР, заместителю главного конструктора по системам зажигания АО "Уфимское НПО "Молния".

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Gizatullin F. A., Bajburin I. Kh.** Determination of capacitance ignition system parameters for GTE start in high-altitude conditions // Russian Aeronautics. 2004. № 2. P. 44—46.

2. **Гизатуллин Ф. А.** Методология определения параметров систем зажигания ГТД с различными условиями воспламенения смеси. Вестник УГАТУ. 2005. Т. 6. Уфа: УГАТУ, С. 67—72.

3. **Воздействие** импульсного вакуумно-дугового разряда на поверхность элементов разрядного устройства / В. И. Асюнин, С. А. Бушин, С. Г. Давыдов и др. // Письма в ЖТФ. 2016. Т. 42. Вып. 7. С. 65—72.

4. **Гизатуллин Ф. А., Алимбеков Л. И.** Закономерности износа полупроводниковых свечей зажигания // Известия вузов. Авиационная техника. 2002. № 1. С. 39—42.