ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

12

2017

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)

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

Индекс: **27841** ("Пресса 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**

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)

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Нижегородов А. И. — Анализ и синтез универсальной вибрационной машины с гидрообъемным возбуждением колебаний. Часть 2 . . . 3

Иванов А. С., Королева О. Б. — Влияние конструктивного исполнения гайки на распределение нагрузки по виткам резьбы винта . . . 10

Соколов С. А. — Условие сопротивления усталости сварных узлов в форме локальных напряжений . . . 14

Маньшин Ю. П., Маньшина Е. Ю. — Приближенная оценка ресурса детали, обеспечивающая ее требуемый ресурс с заданной вероятностью безотказной работы . . . 20

Сотников А. Л., Царенко С. Н. — Математическая модель и методика синтеза упругих элементов рессорного механизма качания кристаллизатора МНЛЗ . . . 25

Павлова П. Л., Кондрашов П. М., Лысянников А. В. — Сопоставление экспериментальных данных с теоретическими значениями распределения температуры вдоль пластины . . . 30

Мукутадзе М. А., Лагунова Е. О., Гармонина А. Н., Василенко В. В. — Радиальный подшипник скольжения с податливой опорной поверхностью . . . 33

Екименко А. Н. — Преднапряженное армирование полимерных композитов, наполненных растительными волокнами . . . 38

Хабрат Н. И. — Теория и расчет основных параметров однодисковых грузоупорных тормозов с винтовым замыканием . . . 46

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Минаков А. П., Лустенков М. Е., Ильюшина Е. В., Афанасьев П. В. — Повышение качества гильз гидроцилиндров разной жесткости финишной упрочняющей пневмоцентробежной обработкой . . . 50

Перминов А. Е., Бабин С. В., Прокофьев Е. Ю. — Особенности фрезерования деталей концевыми фрезами . . . 57

Житников Ю. З., Житников Б. Ю., Клычев А. А. — Обоснование надежного и качественного закрепления заготовок в трехкулачковых патронах на станках с ЧПУ . . . 59

Новоселова Т. В., Толмачева Л. В., Чернега Ю. Г., Коломеец М. А., Маецкий А. В., Тубалов Н. П., Яковлева О. В. — Металлокерамические пористые проницаемые СВС-материалы на основе оксидов железа и алюминия и их физико-механические свойства . . . 64

Гадалов В. Н., Емельянов С. Г., Филонович А. В., Ворначева И. В., Макарова И. А. — Разработка технологий производства и термообработки порошкового титанового сплава Ti6-Al5,5-V-1,8Sn . . . 69

Проблемы теории и практики резания материалов

Пикалов Я. Ю., Пикалов Ю. А., Усов Д. А. — Обрабатываемость конструкционных материалов и сравнительный анализ фрезерного инструмента . . . 73

Унянин А. Н. — Аналитическое исследование сил шлифования с наложением ультразвуковых колебаний . . . 78

Указатель статей, опубликованных в журнале "Вестник машиностроения" за 2017 г. . . . 83

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Nizhegorodov A. I. — Analysis and synthesis of universal vibration machine with hydro-volume vibration excitation. Part 2 . . . 3

Ivanov A. S., Koroleva O. B. — Influence of nut structural design on load distribution along screw thread turns . . . 10

Sokolov S. A. — Fatigue resistance condition of welded assemblies in the form of local stresses . . . 14

Man'shin Yu. P., Man'shina E. Yu. — Approximate assessment of part life, assuring its required life with specified probability of no-failure operation . . . 20

Sotnikov A. L., Tsarenko S. N. — Mathematical model and synthesis methodic of elastic elements of spring mould oscillating system of continuous-casting machine . . . 25

Pavlova P. L., Kondrashov P. M., Lysyannikov A. V. — Comparison of experimental data with theoretical values of temperature distribution along plate . . . 30

Mukutadze M. A., Lagunova E. O., Garmonina A. N., Vasilenko V. V. — Radial sliding bearing with flexible bearing surface . . . 33

Ekimenko A. N. — Prestressed reinforcing of polymer composites, filled with plant fibers . . . 38

Khabrat N. I. — Theory and analysis of general parameters of one-disc automatic load sustaining brakes with screw closure . . . 46

MANUFACTURING ENGINEERING

Minakov A. P., Lustenkov M. E., H'yushina E. V., Afanas'ev P. V. — Quality improvement of hydraulic cylinder barrels of various stiffness by finishing strengthening pneumocentrifugal treatment . . . 50

Perminov A. E., Babin S. V., Prokofev E. Yu. — Features of parts milling by end mills . . . 57

Zhitnikov Yu. Z., Zhitnikov B. Yu., Klychev A. A. — Substantiation of reliable and qualitative fixing of billets in three-jaw chucks on NC machine tools . . . 59

Novosyolova T. V., Tolmachyova L. V., Chernega Yu. G., Kolomeets M. A., Maetskiy A. V., Tubalov N. P., Yakovleva O. V. — Metal-ceramic porous penetrable SHS-materials on the base of ferrum and aluminum oxides and their physical and mechanical properties . . . 64

Gadalov V. N., Emel'yanov S. G., Filonovich A. V., Vornacheva I. V., Makarova I. A. — Development of production technologies and heat treatment of powder Ti6-Al5,5-V-1,8Sn titanium alloy . . . 69

Problems of theory and practice of materials cutting

Pikalov Ya. Yu., Pikalov Yu. A., Usov D. A. — Machinability of structural materials and comparative analysis of milling tool . . . 73

Unyanin A. N. — Analytical research of grinding forces with overlapping of ultrasonic vibrations . . . 78

Index of papers having been published in the "Vestnik mashinostroeniya" for 2017 . . . 83

Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Н. В. Яшина*

Сдано в набор 25.10.2017. Подписано в печать 19.11.2017.
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 62-822+620.17.05+62-5.

А. И. НИЖЕГОРОДОВ, д-р техн. наук (Иркутский национальный исследовательский технический университет), e-mail: nastromo_irkutsk@mail.ru

Анализ и синтез универсальной вибрационной машины с гидрообъемным возбуждением колебаний. Часть 2

Рассмотрена вибрационная машина с гидрообъемным генератором колебаний и гидравлической пружиной в виде упругой оболочки, в которой реализована дополнительная возможность управления амплитудой пульсирующего объема генератора и, следовательно, управления колебаниями исполнительного механизма машины, проанализированы кинематические зависимости, описывающие работу генератора, расчетные амплитудно-частотные характеристики системы по "скелетным" кривым колебательной системы, оценена возможность управления колебаниями изменением параметров гидрообъемного генератора.

Рассмотрены варианты практического применения таких вибрационных машин в различных технологических процессах.

Ключевые слова: гидрообъемный генератор, кинематическая характеристика, упругая оболочка, объемная жесткость, резонансный режим, "скелетная" кривая, амплитудно-частотная характеристика.

The vibration machine with a hydro-volume vibration generator and a hydraulic spring in the form of an elastic shell, in which the additional opportunity of amplitude control of pulsing generator volume and hence, control on vibrations of a machine actuator, is implemented, and kinematic dependencies, describing generator operating process, calculated amplitude-frequency characteristics of a system on skeleton curves of a vibrating system are analyzed, the possibility of vibrations control by changing of hydro-volume generator parameters is evaluated. The variants of practical application of these vibration machines in various technological processes are considered.

Keywords: hydro-volume generator, kinematic characteristic, elastic shell, volume stiffness, resonance mode, skeleton curve, amplitude-frequency characteristic.

Некоторые свойства динамических систем с гидрообъемным генератором колебаний и нелинейной гидравлической пружиной в структуре рассмотрены в работе [1]. Вибрационные машины с такими звеньями дают возможность создания управляемых режимов вибрации [2—4], позволяют реализовать процессы амплитудной и амплитудно-частотной модуляции, применяемые при вибрационных испытаниях [5—8], синтезировать несимметричные колебания, используемые для вибротранспортирования, вибросегрегации и аэродинамического разделения сыпучих материалов [3, 9] и т. п.

Но еще бóльшие возможности может обеспечить вибрационная машина с односторонней нелинейной упругой связью в виде упругой оболочки (рукава высокого давления) [10], в которой сама оболочка является вытеснителем жидкости, выполняя функцию гидрообъемного генератора колебаний. Причем это изменение практически не усложняет конструкцию такой машины.

Цель данной работы — создание простой и универсальной вибромашины с гидрообъемным генератором колебаний на упругой оболочке для получения управляемых вибрационных процессов на основе анализа ее кинематических и динамических характеристик.

На рис. 1 показана схема вибромашины с гидрообъемным генератором на упругой оболочке и нелинейной гидравлической пружиной.

Вибромашина имеет корпус *1*, упругую оболочку *2*, выполняющую функцию гидравлической пружины или односторонней упругой связи, нижнюю *3* и верхнюю *4* прижимные пластины и скобу *5* резьбового регулятора объемной жесткости оболочки. На участке *B* оболочка также поджата пластинами *6* и *7*, связанными с регулятором *8* и плунжером *9*, которые в совокупности образуют гидрообъемный генератор колебаний. Оболочка концевыми муфтами *10* и *11* вставлена в отверстия в корпусе *1*. Правая гайка через полости *12* и *13* соединена с переходником *14*, снабженным резьбовой заглушкой *15* для спуска воздуха. Левая гайка соединяет оболочку с гидравлическим дросселем *16*. Гидроцилиндр вибромашины содержит плунжер *17*, соединенный с подпружиненной механическими пружинами *18* платформой *19*. Генератор колебаний через оболочку соединен с полостью *13* гидроцилиндра, а его плунжер сопряжен с эксцентриковым валом *20*. Приводной вал соединен с гидромотором *21* и маховиком *22*. Точками *а* и *б* обозначены места соединения с гидросистемой вибромашины.

На рис. 2 показана гидравлическая схема рассматриваемой вибромашины, где *1* — управляемый

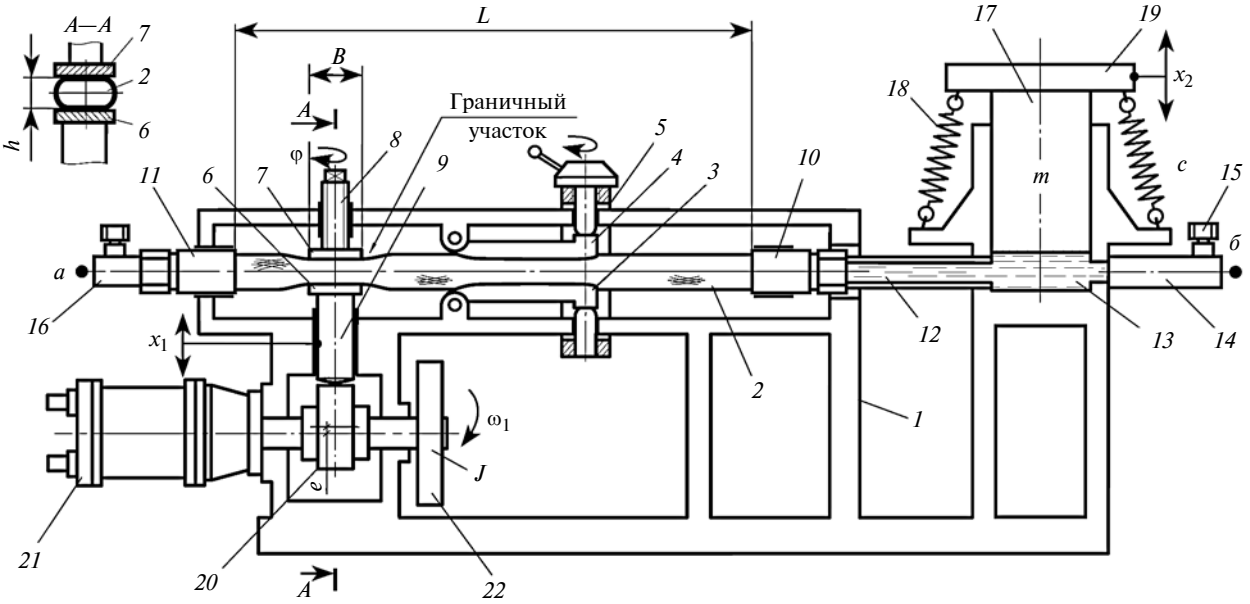


Рис. 1. Схема вибромашины с управляемым генератором колебаний на упругой оболочке и нелинейной гидравлической пружиной

гидрообъемный генератор колебаний, *2* — гидролиния, *3* — гидроцилиндр, *4* — упругая оболочка, условно показанная в виде пружинного гидроаккумулятора, *5* — гидромотор, *6* — манометр, *7* — дроссель манометра, *8* — дроссель, через который гидросистемой вибромашины компенсируются утечки жидкости и поддерживается начальное давление p_0.

При вращении эксцентрикового вала с угловой скоростью ω_1, пульсацию которой минимизирует маховик *22* (см. рис. 1), плунжер гидрообъемного генератора совершает колебания $x_1 = e\sin\omega_1 t$ (e — эксцентриситет вала), вытесняя из оболочки знакопеременный объем $W(x_1)$ жидкости и возбуждая изменение замкнутого в полостях гидроцилиндра и оболочки объема рабочей жидкости. Плунжер *17* благодаря упругости механических пружин и объемной упругости оболочки также совершает колебания x_2, вызывая изменение соответствующего объема $W(x_2)$. При этом полость оболочки деформируется, то поглощая, то вытесняя объем ΔW, связанный с $W(x_1)$ и $W(x_2)$ выражением

$$W(x_1) = \Delta W + W(x_2).$$

В отличие от вибрационной машины, рассмотренной в статье [1], здесь закон изменения объема

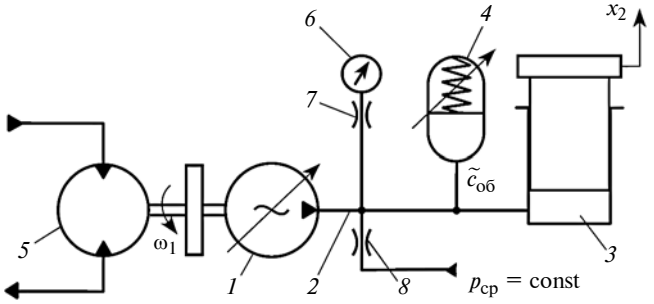


Рис. 2. Гидравлическая схема вибромашины

$W(x_1)$ не является гармонической функцией, а будет определяться кинематической характеристикой оболочки генератора на участке B (см. рис. 1).

На рис. 3, *а*, *б* приведены схемы к кинематическому расчету генератора.

При нагружении оболочки пластиной длиной B из нее вытеснится объем:

$$W(x_1) = B\,[S_н - S(x_1)],$$

где $S_н$ и $S(x_1)$ — начальная и текущая площади сечения оболочки:

$$S_н = \frac{1}{4}\pi d_0^2;$$

$$S(x_1) = l(x_1)(d_0 - x_1) + \frac{\pi}{4}(d_0 - x_1).$$

При условии постоянства длины проволочного каркаса оболочки определим длину опорной площадки:

$$l(x_1) = \frac{\pi}{2}x_1.$$

Совместным решением полученных зависимостей с учетом начального поджатия оболочки до размера h и изменения x_1 относительно этого размера (см. рис. 3), получим кинематическую характеристику гидрообъемного генератора на упругой оболочке:

$$W(x_1) = a_1 x_1 + a_2 x_1^2. \quad (1)$$

Здесь a_1 и a_2 — коэффициенты, зависящие от конструктивных размеров оболочки и ее начального поджатия до размера h:

$$a_1 = \pi\left[\frac{B}{2}(d-h) + \frac{1}{4}(d-h)^2\right]; \quad (2)$$

$$a_2 = 0{,}25\pi(B + d - h), \quad (3)$$

где d — наружный диаметр оболочки.

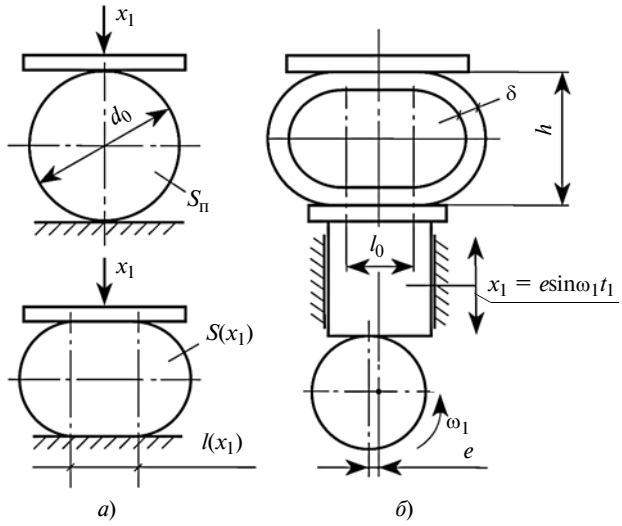


Рис. 3. Схемы деформации оболочки (*а*) и плунжерного генератора колебаний (*б*) к кинематическому расчету генератора

Пределы изменения размера h имеют конструктивные ограничения:

$$h_{\max} = d - e; \quad (4)$$

$$h_{\min} = d - 0{,}5d_0 + e, \quad (5)$$

где d_0 — внутренний диаметр оболочки.

Из формулы (1) можно выделить рабочий объем генератора, равный амплитуде вытесняемого объема жидкости:

$$W_г = \frac{\pi B}{2}(d - h)e.$$

Максимальное изменение рабочего объема $W_г$ можно определить как разность объемов $W_г$ при $h_{\max}$ и $h_{\min}$, определенных по формулам (4) и (5). Взяв производную $\mathrm{d}W_г/\mathrm{d}e$ и приравняв ее нулю, получим оптимальное значение эксцентриситета e, при котором будет достигаться максимальная возможность регулирования амплитуды задающего воздействия $W(x_1)$ генератора и, следовательно, амплитуды A_2 колебаний платформы:

$$e = 0{,}125d_0.$$

Экспериментально установлено, что при вытеснении из оболочки выходит несколько бóльший объем жидкости, чем вычисляемый по формуле (1). Это связано с влиянием граничных участков оболочки в генераторе колебаний.

Если относительная длина поджатия $\lambda = B/L$ составляет 0,3÷0,6 (L — длина резиновой части оболочки), как в регуляторе объемной жесткости [1], то влияние граничных участков невелико. Но в генераторе параметр λ меньше (0,2÷0,3) и это требует учета влияния граничных участков.

Для создания щадящих условий без концентрации напряжений в точках контакта пластин *6* и *7* (см. рис. 1) с оболочкой последние должны иметь пологие скосы.

На рис. 4 приведена расчетная схема для определения вытесняемого добавочного объема. Площадь в i-м сечении:

$$S_i = \frac{\pi}{4}(d_0^2 - x_i^2). \quad (6)$$

Так как координаты x_i и y_i связаны соотношением

$$x_i = x_1\left(1 - \frac{y_i}{a}\right),$$

то интегрируя выражение (6) по y_i, получим объем, заключенный в сдеформированном участке оболочки:

$$W' = \int_0^a S_i(y)\mathrm{d}y = \frac{\pi}{4}d_0^2 a - \frac{\pi}{12}x_1^2 a.$$

Длина a границы является переменной и зависит от координаты x_1:

$$a(x_1) = \frac{x_1}{2\mathrm{tg}\gamma}.$$

После несложных преобразований получим добавочно вытесняемый объем жидкости:

$$W(x_1)_{доб} = \frac{\pi}{24}\frac{x_1^3}{\mathrm{tg}\lambda}. \quad (7)$$

С учетом выражений (2), (3) и (7) кинематическая характеристика генератора (1) примет вид:

$$W(x_1) = \pi\left[\frac{B}{2}(d-h) + \frac{(d-h)^2}{4\mathrm{tg}\lambda}\right]x_1 + \frac{\pi}{4}\left(B + \frac{d-h}{\mathrm{tg}\lambda}\right)x_1^2. \quad (8)$$

Для упрощения выражения (8) в нем опущен кубический член третьего порядка малости.

Для получения дифференциального уравнения, описывающего движение платформы вибромашины, используем:

закон движения плунжера генератора $x_1 = e\sin\omega_1 t$;

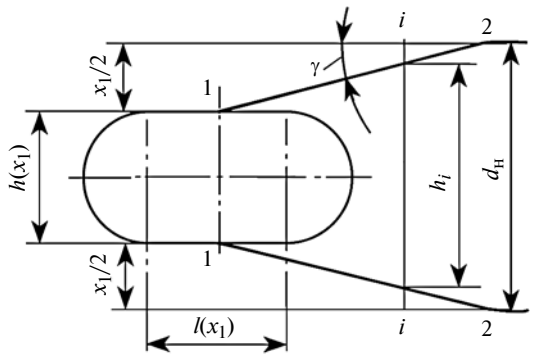


Рис. 4. Схема влияния граничных участков на кинематику оболочки

кинематическую характеристику генератора $W(x_1) = a_1x_1 + a_2x_1^2$, в которой коэффициенты a_1 и a_2 с учетом добавочного объема имеют вид:

$$a_1 = \pi\left[\frac{B}{2}(d-h) + \frac{(d-h)^2}{4\mathrm{tg}\lambda}\right];$$

$$a_2 = \frac{\pi}{4}\left[B + \frac{d-h}{4\mathrm{tg}\lambda}\right];$$

статическую объемную характеристику оболочки [1] $p = k_1\Delta W + k_2(\Delta W)^2$;

объемную жесткость оболочки [1] $c_{доб} = (k_1 + 2k_2\Delta W)$;

зависимость объема $W(x_2)$ от частоты f_2 колебаний платформы $W(x_2) = f_2x_2$.

С учетом приведенных выражений получим уравнение

$$m\frac{\mathrm{d}^2x_2}{\mathrm{d}t^2} + \alpha\frac{\mathrm{d}x_2}{\mathrm{d}t} + cx_2 = f_2p. \quad (9)$$

Здесь p — давление в системе; m — масса плунжера и платформы вибромашины; α — коэффициент вязкого трения, определенный экспериментально по добротности системы:

$$\alpha = \frac{m\omega_0}{2D} = \alpha = 398{,}5\ \text{Н}\cdot\text{с/м},$$

где ω_0 — собственная частота колебаний платформы, рад/с.

Используем выражение (1) и уравнение упругой характеристики оболочки с учетом начальной деформации ее полости

$$p = k_1(\Delta W_0 + \Delta W) + k_1(\Delta W_0 + \Delta W)^2, \quad (10)$$

где ΔW — переменная составляющая объема деформации полости оболочки. С учетом выражения (10) получим дифференциальное уравнение (9) в окончательном виде:

$$m\frac{\mathrm{d}^2x_2}{\mathrm{d}t^2} + \alpha\frac{\mathrm{d}x_2}{\mathrm{d}t} + c_1x_2 + c_2x_1x_2 + c_3x_1^2x_2 - c_4x_2^2 =$$

$$= H_1x_1 + H_2x_1^2 + H_3x_1^3 + H_4x_1^4, \quad (11)$$

где

$$c_1 = c + k_1f_2^2 + 2k_2\Delta W_0f_2^2;$$

$$c_2 = 2k_2a_1f_2^2;$$

$$c_3 = 2k_2a_2f_2^2;$$

$$c_4 = k_2f_2^2;$$

$$H_1 = a_1f_2^2(k_1 + 2k_2\Delta W_0); \quad (12)$$

$$H_2 = f_2^2(k_1a_2 + 2k_2\Delta W_0a_2 + k_2a_1^2); \quad (13)$$

$$H_3 = 2k_2a_1a_2; \quad (14)$$

$$H_4 = k_2a_2f_2^2. \quad (15)$$

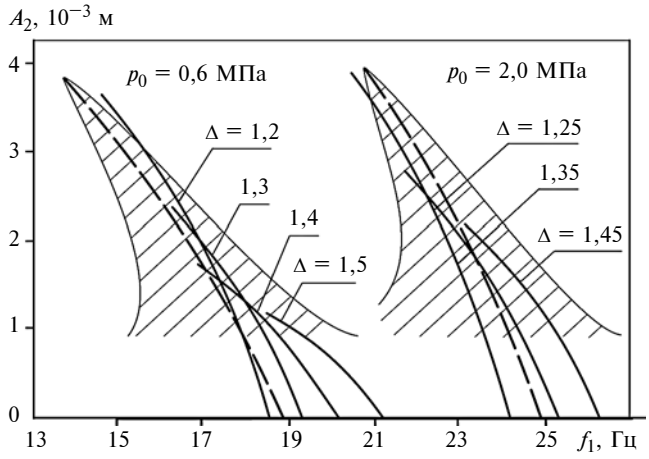


Рис. 5. Экспериментальные кривые (сплошные) собственных частот и расчетные скелетные кривые (штриховые) резонансных пиков

Приближенное аналитическое решение уравнения (11) возможно лишь при "малых" колебаниях в дорезонансном режиме [11÷13], но интерес представляет именно резонансный режим.

Упростим уравнение (11), пренебрегая членами, содержащими с математической точки зрения величины высших порядков малости:

$$m\frac{\mathrm{d}^2x_2}{\mathrm{d}t^2} + \alpha\frac{\mathrm{d}x_2}{\mathrm{d}t} + c_1x_2 + c_2x_1x_2 - c_4x_2^2 = H_1x_1. \quad (16)$$

Исходя из выражения (16), получим уравнение, описывающее собственные колебания платформы вибромашины. Для этого положим $x_1 = 0$. Искомое уравнение примет вид:

$$m\frac{\mathrm{d}^2x_2}{\mathrm{d}t^2} + \alpha\frac{\mathrm{d}x_2}{\mathrm{d}t} + c_1x_2 - c_4x_2^2 = 0.$$

Воспользуемся методом гармонического баланса [14]. Если принять в качестве приближенного решения выражение

$$x_2 = A_2\sin\omega_1t,$$

то после ряда подстановок и преобразований получим:

$$c_1 - \frac{1}{2}c_4A_2 = m\omega_1^2,$$

где ω_1 — частота возбуждения генератора, рад/с.

Учитывая, что в резонансе $\omega_1 = \omega_0$, получим выражение собственной частоты колебательной системы вибромашины, рад/с:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_1}{m} - \frac{c_4A_2}{2m}}. \quad (17)$$

На рис. 5 показаны линии собственных частот, полученные экспериментально при начальном давлении p_0 в системе, равном 0,6 и 2,0 МПа, и различных значениях относительного поджатия Δ обо-

лочки генератора. Положение экспериментальных линий определяли с использованием зависимости:

$$\omega_0 = \sqrt{\omega_1' \omega_1''},$$

где ω_1' и ω_1'' — значения частоты в точках пересечения секущих, проведенных из начала координат, с резонансной кривой [15].

Экспериментальные кривые на рис. 5 с увеличением относительного поджатия Δ смещаются вправо, что указывает на увеличение жесткости колебательной системы в целом. Положение расчетных скелетных кривых, полученных по формуле (17) (штриховые линии), от начального поджатия оболочки не зависит и определяется только давлением p_0.

Для охвата области резонансных пиков при p_0 = const достаточно знать значение коэффициента относительного демпфирования системы

$$\xi = \alpha/(m\omega_0). \qquad (18)$$

Определим относительную частоту $\Delta\eta$, называемую расстройкой [13]:

$$\Delta\eta = \xi\sqrt{n^2 - 1},$$

где $n = A_{2\text{рез}}/A_2(\omega)$, — относительная амплитуда выходного колебания x_2.

Так как расстройка является отношением $\Delta\omega_1/\omega_0$, то уравнение охватывающей кривой примет вид:

$$\Delta\omega_1 = \pm\Delta\eta\omega_0 = \omega_0\xi\sqrt{n^2 - 1}.$$

С учетом формулы (18) получаем уравнение охватывающей кривой

$$\Delta\omega_1 = \pm\frac{\alpha}{2m}\sqrt{\frac{A_{2\text{рез}}^2}{A_2^2(\omega)} - 1}. \qquad (19)$$

Для повышения точности расположения скелетных кривых и их охватывающих перед членами c_1 и c_4 в формулу (17) следует ввести поправочный коэффициент k_0, значения которого в зависимости от параметра h определены в работе [1]. Но полученные расчетные резонансные пики таковы, что экспериментальные кривые, приведенные на рис. 5, помещаются внутри резонансных зон (заштрихованы), что вполне приемлемо для инженерных расчетов.

Таким образом, благодаря выражениям (18) и (19) возможно определение резонансных пиков первого резонансного режима и их построение без необходимости аналитического решения исходного дифференциального уравнения (11).

На рис. 6 приведены экспериментальные логарифмические амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) вибромашины с генератором колебаний на упругой оболочке, где $L_{x_2} = 20\log A_{2\text{рез}}/A_{2\text{ст}}$ ($A_{2\text{рез}}$ — амплитуда колебаний в резонансе, $A_{2\text{ст}}$ — статическая амплитуда смещения плунжера гидроцилиндра при $\omega_1 = 0$).

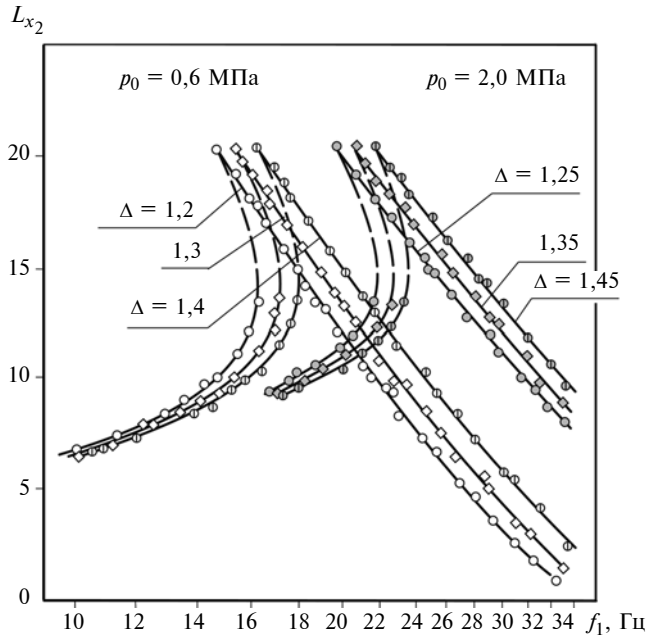


Рис. 6. Экспериментальные логарифмические АЧХ вибромашины с генератором колебаний на упругой оболочке:
$\Delta = h/d_0$ — относительное поджатие оболочки; m = 40 кг; e = 1,25 мм

Изменение предварительного поджатия h оболочки в генераторе колебаний на участке B (см. рис. 1) приводит к изменению положения резонансных пиков, хотя и в значительно меньшей степени, чем при изменении h в регуляторе объемной жесткости [1]. Но из графиков на рис. 6 не следует, что изменением предварительного поджатия h оболочки в генераторе можно управлять амплитудой резонанса, и это связано с использованием логарифмических координат.

На рис. 7 по оси ординат отложен коэффициент динамичности, равный отношению $k_{x_2} = A_{2\text{рез}}/A_{2\text{ст}}$, и здесь видно, что изменение параметра h влияет на положение резонансных пиков.

Входящие в выражения (12)—(15) члены a_1 и a_2 зависят от поджатия h оболочки генератора. Так как a_1 и a_2 составляют правую часть уравнения (11), то очевидно, что амплитуда колебаний платформы должна изменяться при изменении поджатия. На это указывают линии собственных частот, полученные экспериментально при различных значениях относительного поджатия оболочки генератора (см. рис. 5).

Таким образом, экспериментальные результаты подтверждают регулировочные возможности генератора колебаний.

Исследование АЧХ колебательной системы на зарезонансном участке при p_0 = 0,6 МПа при-

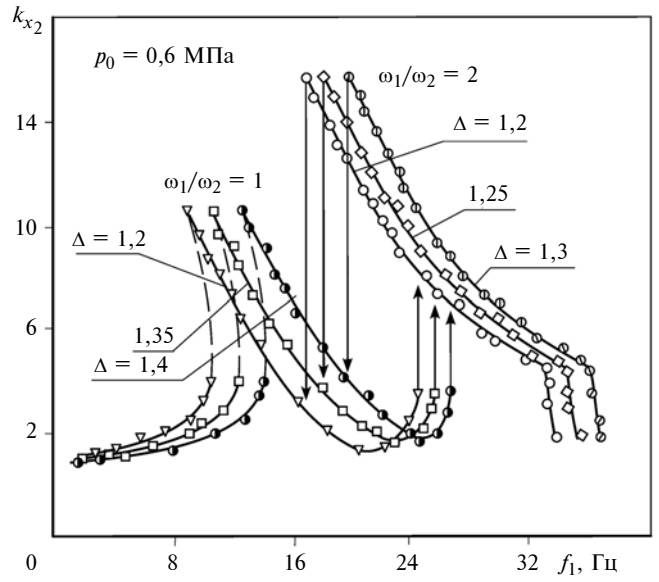


Рис. 7. Экспериментальные АЧХ системы в первом и втором (параметрическом) резонансах:
$\Delta = h/d_0$; m = 40 кг; e = 1,25 мм

вело к неожиданному открытию. При частоте возбуждения ω_1, примерно равной частоте $2\omega_{00}$, где $\omega_{00} = \sqrt{c_1/m}$, возникал второй резонанс. Происходили скачкообразный переход на бóльшие амплитуды и "захват" частотой ω_2 колебаний платформы гидроцилиндра частоты ω_1 возбуждения генератора при точном соотношении $\omega_1/\omega_2 = 2$. При этом амплитуда резонансных колебаний возрастала в 1,45—1,5 раза.

Второй (по внешним признакам параметрический) резонанс осуществлялся при определенном сочетании параметров настройки p_0 и h. На рис. 7 показаны экспериментальные АЧХ первого и второго резонансов, где k_{x_2} — коэффициент динамичности колебаний x_2 платформы, равный $A_{2рез}/A_{2ст}$.

Качественно АЧХ первого и второго резонансов не отличаются, но усиление выходного сигнала системы значительно больше. Коэффициент динамичности достигает k_{x_2} = 15÷16. Из анализа графиков АЧХ следует, что добротность системы возрастает. Так же как и в первом резонансе, амплитуда A_2 колебаний платформы гидроцилиндра поддается регулированию путем изменения поджатия h.

Весьма важно и то, что благодаря нелинейной гидравлической пружине — упругой оболочке с регулируемой объемной жесткостью и кинематикой вытеснения жидкости в генераторе, в резонансных режимах система совершает несимметричные колебания, когда максимальное ускорение, направленное вправо, не равно максимальному ускорению, направленному влево [9]:

$$|\ddot{x}_п| > \frac{fG}{m} > |\ddot{x}_л|, \qquad (20)$$

где f — действительный коэффициент трения, G и m — вес и масса частицы, находящейся на колеблющейся поверхности.

Это создает транспортный эффект. Если поверхность имеет наклон в сторону перемещения сыпучей среды, то дополнительно проявляется эффект псевдоожижения, уменьшающий среднее за цикл значение коэффициента трения [9].

Заключение

Свойства динамических систем, рассмотренных в статье [1] и в данной статье, позволяют использовать их для реализации различных технологических процессов. Например, возможно применение таких систем в качестве вибропривода дозатора вермикулитового концентрата для обжига в электрической печи, показанного на рис. 8, когда требуется организовать движение вспучивающегося вермикулита однослойным потоком без ретроградных движений его зерен [16], или для разделения таких сыпучих материалов, как вермикулит-сунгулитовые смеси, по плотности путем вибросегрегации [16] (рис. 9).

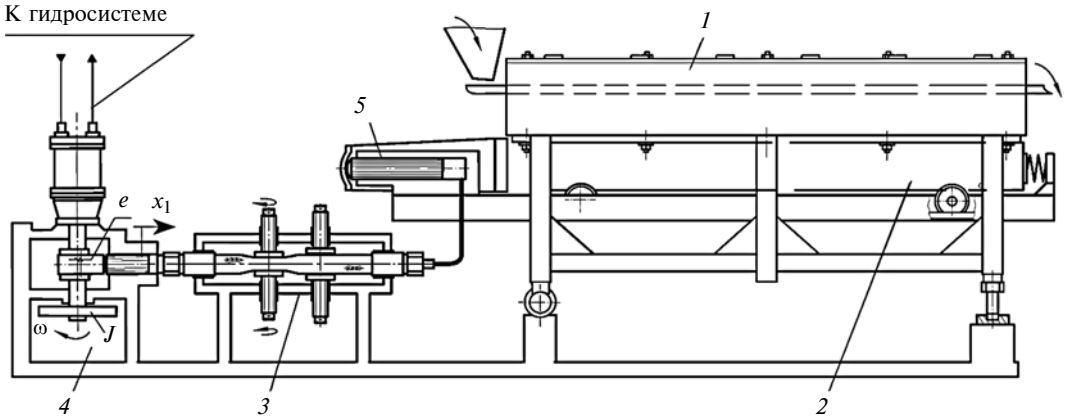


Рис. 8. Гидрообъемный вибропривод дозатора вермикулита для обжига в электрической печи:
1 — печь; *2* — подвижная платформа; *3* — регулятор жесткости; *4* — генератор колебаний; *5* — гидроцилиндр

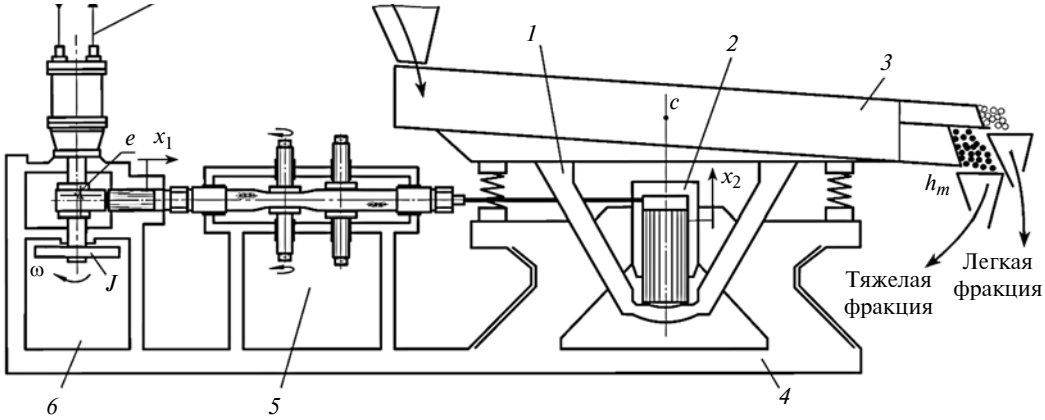


Рис. 9. Гидрообъемный вибропривод сепаратора для вибросегрегации вермикулит-сунгулитовых смесей по плотности:
1 — вибросепаратор; *2* — гидроцилиндр; *3* — лоток; *4* — рама; *5* — регулятор жесткости; *6* — генератор колебаний

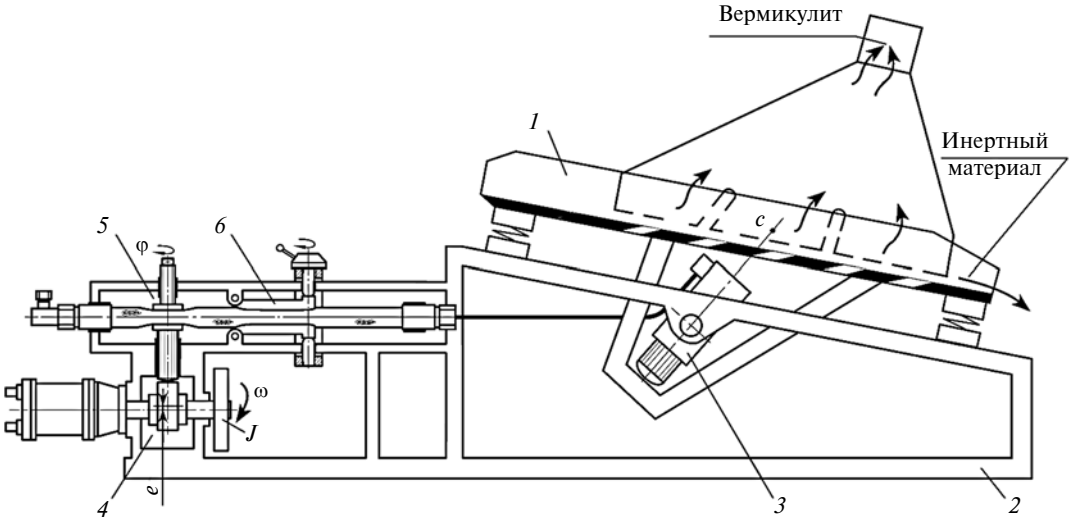


Рис. 10. Гидрообъемный вибропривод аэродинамического разделителя вспученного вермикулита и инертного материала:
1 — виброплатформа; *2* — рама; *3* — гидроцилиндр; *4* — генератор колебаний; *5* — регулятор поджатия оболочки; *6* — регулятор жесткости

Еще одним вариантом использования таких систем может быть гидрообъемный вибропривод устройства для аэродинамического разделителя вспученного вермикулита и инертного материала при обжиге в модульно-спусковых печах [17] (рис. 10).

Рассмотренные вибрационные машины можно применять в качестве испытательных стендов, способных реализовать режимы амплитудно-частотной модуляции [7, 8] благодаря резкому переходу рабочей точки системы с дорезонансного участка АЧХ на резонансный при минимальном переходном процессе.

Но еще большими возможностями обладает вибрационная машина с нелинейной гидравлической пружиной и генератором колебаний на упругой оболочке, работающая в режиме второго (параметрического) резонанса, условия возникновения которого и его энергетические аспекты будут рассмотрены в следующей публикации автора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Нижегородов А. И.** Анализ и синтез универсальной вибрационной машины с гидрообъемным возбуждением колебаний. Часть 1 // Вестник машиностроения. 2017. № 11. С. 31—36.

2. **Крауиньш П. Я., Нижегородов А. И.** Исследование гидравлического вибратора с генератором на упругих оболочках // Вопросы динамики механических систем: Межвузовский сб. науч. тр. Новосибирск: НЭТИ, 1989. С. 31—36.

3. **Нижегородов А. И.** Анализ возможности построения вибрационных машин с параметрическим возбуждением колебаний // Динамика виброактивных систем. Иркутск: ИрГТУ, 1995. С. 56—59.

4. **Gavrilin A. N., Moyzes B. B., Zharkevich O.** Constructive and processing methods of reducing vibration level of the metalworking machinery elements // JVE Journal of vibroengineering. Nov. 2015. V. 17. P. 3496—3504.

5. **Испытательная техника:** Справочник. В 2 кн. Кн. 2 / Под ред. В. В. Клюева. М.: Машиностроение, 1982. 560 с.

УДК 621.882-192.539.37.001.57

А. С. ИВАНОВ, д-р техн. наук, О. Б. КОРОЛЕВА
(МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: a-s-ivanov@yandex.ru

Влияние конструктивного исполнения гайки на распределение нагрузки по виткам резьбы винта

При условии деформации витков винта и гайки вследствие контактной податливости их рабочей поверхности исследованы влияния на распределение нагрузки по виткам резьбы применения мелкой резьбы, замены гайки сжатия гайками растяжения-сжатия и растяжения, увеличения шероховатости рабочей поверхности резьбы, увеличения нагрузки на винт.

Ключевые слова: винт, гайка, рабочая поверхность резьбы, сближение, контактная податливость.

At a condition of deformation of screw turns and a nut as a result of contact flexibility of their operating surface the influences on load distribution on screw turns of fine-pitch thread application, replacement of a compression nut by a tension-compression nut, increasing of thread operating surface roughness, increasing of load on a screw are studied.

Keywords: screw, nut, thread operating surface, approach, contact flexibility.

Задаче о распределении нагрузки по виткам резьбы [1] более 100 лет. Она и в настоящее время остается актуальной в связи с постоянной потребностью машиностроительных предприятий в уточнении рекомендаций по конструированию резьбовых соединений, что способствовало бы снижениям массы и стоимости машин, а также повышению их надежности. Например, для судов ледокольного класса одним из наиболее ответственных узлов является сборный гребной винт (рис. 1, *а*), диаметр которого достигает 5÷9 м, масса — 60 т, причем лопасти к ступице крепятся 100 винтами (рис. 1, *б*) с резьбой от М85×4 до М110×4, усилие предварительной затяжки которых составляет 1000÷2400 кН [2]. Такие гребные винты изготовляют на заводе "Звездочка" (г. Северодвинск). Выравнивание нагрузки по виткам резьбы крепежных винтов позволяет уменьшить диаметр резьбы, сохраняя прежней силу затяжки.

Н. Е. Жуковский, решая по просьбе А. И. Сидорова (заведовал в 1911 г. кафедрой "Детали машин" нынешнего МГТУ им. Н. Э. Баумана) задачу о распределении нагрузки по виткам резьбы, полагал [1], что винт под действием осевой силы F (рис. 2) растягивается, гайка сжимается, а витки резьбы винта и гайки на длине свинчивания деформируются. При этом Н. Е. Жуковский использовал предположение, что сближение δ_i в i-м витке пропорционально нагрузке F_i на виток. Им составлены условие равновесия и условия совместности перемещений:

$$\begin{cases} F = F_1 + \ldots + F_i + \ldots + F_n; \\ \delta_1 - \delta_2 = \Delta_{11} + \Delta_{21}; \\ \quad\vdots \\ \delta_i - \delta_{i+1} = \Delta_{1i} + \Delta_{2i}; \\ \quad\vdots \\ \delta_{n-1} - \delta_n = \Delta_{1(n-1)} + \Delta_{2(n-1)}, \end{cases} \qquad (1)$$

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 3)

6. **Нижегородов А. И.** Анализ возможности построения вибрационных машин с параметрическим возбуждением колебаний // Динамика виброактивных систем. Иркутск: ИрГТУ, 1995. С. 56—59.

7. **Nizhegorodov A. I., Gavrilin A. N., Moyzes B. B.** Hydrostatic Vibratory Drive of the Test Stand for Excitation of the Amplitude-Modulated Vibrations // J. Phys.: Conf. Ser. V. 671. 2016, article number 012037. DOI: 10.1088/1742-6596/671/1/012037.

8. **Nizhegorodov A. I., Gavrilin A. N., Moyzes B. B.** Hydraulic Power of Vibration Test Stand with Vibration Generator Based on Switching Device // Key Engineering Materials. V. 685. 2015. P. 320—325. DOI: 10.4028/www.scientific.net/KEM.685/320.

9. **Вибрации в технике:** Справочник. В 6 т. / Под. ред. В. Н. Челомея. М.: Машиностроение, 1981. Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под. ред. Э. Э. Лавендела. 1981. 509 с.

10. **Пат. 159615 Рос. Федерация:** МПК B 06 B 1/18. Вибростенд с гидрообъемным генератором колебаний.

11. **Бабаков И. М.** Теория колебаний. М.: Наука, 1968. 560 с.

12. **Камке Э.** Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. М.: Наука, 1971. 576 с.

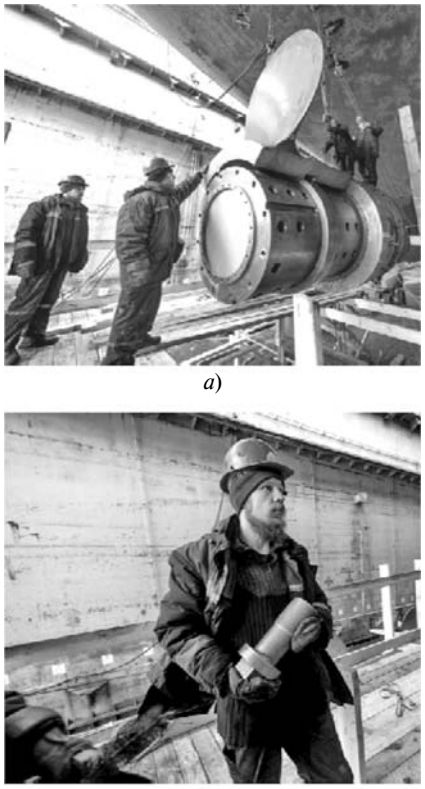
13. **Магнус К.** Колебания: введение в исследование колебательных систем. М.: Мир, 1982. 304 с.

14. **Тимошенко С. П.** Колебания в инженерном деле. М.: КомКнига, 2006. 440 с.

15. **Потураев В. Н.** Резиновые и резино-металлические детали машин. М.: Машиностроение, 1966. 300 с.

16. **Нижегородов А. И.** Новая концепция энерготехнологических агрегатов для обжига минерального сырья с вибрационной подачей материала // Вестник машиностроения. 2016. № 12. С. 21—25.

17. **Пат. 101654 Рос. Федерация:** МПК B 03 B 7/00. Технологический комплекс для обжига и дообогащения вермикулитовых концентратов.



а)

б)

Рис. 1. Сборка гребного винта судна ледокольного класса (*а*) и устанавливаемый крепежный винт с резьбой М85×4 (*б*)

где n — число витков гайки; $\Delta_{1i} = P\sum_{i+1}^{n} F_i/(E_1A_1)$ — удлинение тела винта между i-м и $i + 1$-м витками; $\Delta_{2i} = P\sum_{i+1}^{n} F_i/(E_2A_2)$ — укорочение тела гайки между i-м и $i + 1$-м витками; P — шаг резьбы; E_1 и E_2 — модули упругости материалов винта и гайки; A_1, A_2 — площади поперечных сечений винта и гайки.

Решая систему (1) уравнений, Н. Е. Жуковский получил распределение нагрузки по виткам, представляющее собой убывающую геометрическую прогрессию.

И. А. Биргер [3] полагал, что сближение δ_i в i-м витке возникает вследствие как прогиба витков винта и гайки под действием силы F_i, так и поперечной деформации стержня винта и тела гайки, вызванной тем, что профиль резьбы треугольный. Решая систему уравнений, подобную системе (1), он установил, что нагрузка от первого к последнему витку резьбы убывает по закону гиперболического косинуса, т. е. неравномерность нагрузки по виткам более выражена по сравнению с неравномерностью, полученной Н. Е. Жуковским. Для резьбы М24 расчетом получено, что первый из шести витков воспринимает 33,1 % всей нагрузки на винт.

В. Б. Куклин [4] под руководством Д. Н. Решетова экспериментально исследовал податливость метрической резьбы. Были изготовлены образцы, предназначенные для определения контактной податливости (рис. 3, *а*) рабочей поверхности одного витка резьбы винта и гайки и суммарной податливости (рис. 3, *б*) витка резьбы и гайки с учетом контактных сближений и прогиба витков. Испытания проведены с образцами резьбы М18 и М30 при нескольких значениях параметра шероховатости рабочих поверхностей. В результате получено, что при среднем арифметическом отклонении профиля $Ra \approx 1{,}6$ мкм (поверхность витка обработана наждачным порошком) возникает суммарное перемещение $\delta_\Sigma = 0{,}00098p^{0,5}$ мм, где p — давление в витке резьбы, МПа, а перемещение, вызванное прогибом витков, $\delta_{из} = 0{,}000012p$. Это соответствует значениям $\delta_\Sigma = 0{,}0088$ мм и $\delta_{из} = 0{,}00096$ мм при $p = 80$ МПа и $\delta_\Sigma = 0{,}012$ мм и $\delta_{из} = 0{,}0018$ мм при $p = 150$ МПа, т. е. контактное сближение в 5—8 раз превышает перемещение, вызванное прогибом витков при $Ra = 1{,}6$ мкм.

Как правило, среднее арифметическое отклонение профиля рабочей поверхности резьбы, полученной нарезанием, $Ra \geq 1{,}6$ мкм. Поэтому можно полагать, что контактная податливость резьбы, которая ранее не учитывалась в расчетах, имеет превалирующее значение для распределения нагрузки по виткам резьбы.

Будем решать систему (1), состоящую из n уравнений, в предположении, что сближение δ_i в i-м витке вызвано только контактной податливостью рабочей поверхности резьбы [5]. В работе [6] приведено ранее полученное авторами выражение, связывающее контактное сближение δ с контактным давлением p при повторных нагружениях:

$$\delta = Ra\,c_0^*\,\varepsilon\sqrt{\frac{p}{E^*}}. \qquad (2)$$

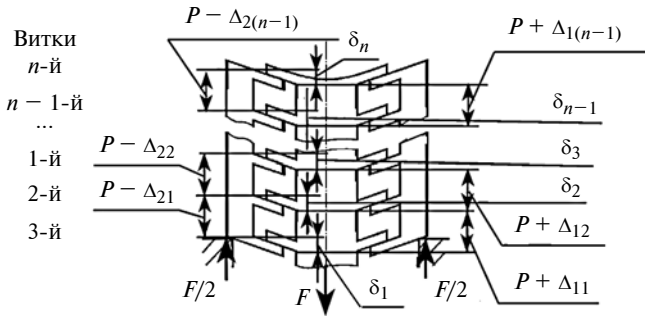
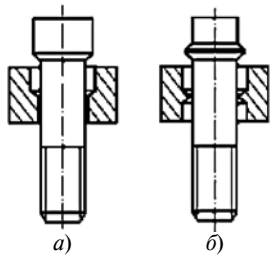


Рис. 2. Модель для расчета соединения "винт — гайка сжатия"



а) *б*)

Рис. 3. Образцы для исследования контактной податливости рабочей поверхности витка резьбы (*а*) и податливости витка резьбы в целом (*б*)

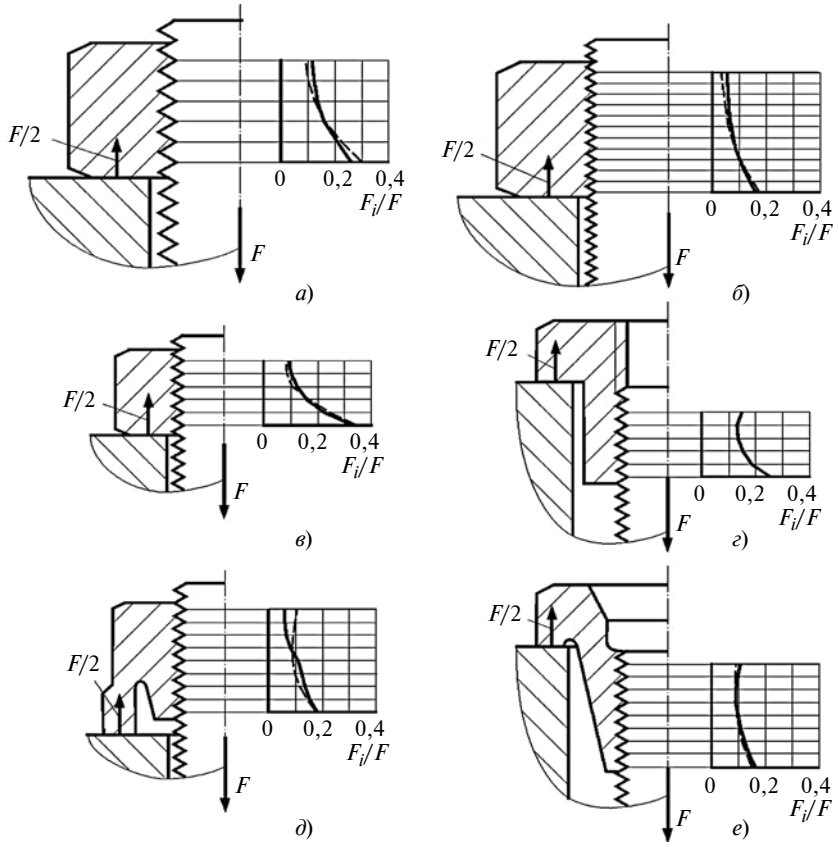


Рис. 4. Распределение нагрузки по виткам резьбы (сплошные линии — расчет по формулам (1) и (3), штриховые — результаты исследований из работ [7, 8]):
а и *б* — гайки сжатия М24 и М24×1,5; *в* и *г* — гайки сжатия и растяжения М12 с шестью рабочими витками; *д* и *е* — гайки растяжения-сжатия и растяжения М12 с девятью рабочими витками

Здесь $Ra = (Ra_1^2 + Ra_2^2)^{0,5}$ — приведенный параметр шероховатости (Ra_1 и Ra_2 — средние арифметические отклонения профиля сопрягаемых поверхностей); $c_0^* \approx 263$ — коэффициент, учитывающий взаимное расположение микронеровностей; ε — масштабный фактор; E^* — приведенный модуль упругости, определяемый из соотношения:

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2},$$

где E_1 и E_2 — модули упругости материалов контактирующих деталей; μ_1 и μ_2 — их коэффициенты Пуассона.

Масштабный фактор $\varepsilon = \delta/\delta_0$, где $\delta_0 = Ra c_0^* (p/E^*)^{0,5}$ — сближение контактных поверхностей, наибольший размер $L_0 = 50$ мм которых принят за эталон. Масштабный фактор зависит от наибольшего размера L поверхности контакта и учитывает влияние высоты $W_{\max}$ волны шероховатой поверхности, а также отклонения Δ формы. При $L \le L_0 \varepsilon = L/L_0$.

После замены $c = \dfrac{Ra c_0^*}{\sqrt{E^*}}$ формула (2) принимает вид:

$$\delta = c\varepsilon p^{0,5}.$$

Поэтому сближение δ_i в i-м витке составляет

$$\delta_i = c\varepsilon (F_i/A_\text{р})^{0,5}, \qquad (3)$$

где $A_\text{р}$ — площадь опорной поверхности витка.

Нелинейную систему уравнений (1) и (3) решали в операционной системе Mathcad. При этом, рассматривая гайку растяжения, заменяли в формулах системы (1) знак "+" перед вторым слагаемым на знак "−". По результатам решения системы уравнений (1) и (3), задавшись параметром шероховатости рабочей поверхности резьбы $Ra = 1,25$ мкм и приняв наружный диаметр гайки равным двум диаметрам винта, построили графики (рис. 4, сплошные линии). Графики на рис. 4, *а* и *б* построены для гаек соответственно с резьбой М24 и М24×1,5. При этом среднее давление в резьбе принято равным 25 МПа, что соответствует нагружающей винт силе $F = 17$ кН. Графики на рис. 4, *в* и *е* соответствуют резьбе М12 при нагружающей винт силе $F = 5$ кН, которая создает в резьбе гайки с шестью витками среднее давление, равное 25 МПа. На рис. 4, *в* и *г* построены графики для гаек соответственно сжатия и растяжения с шестью рабочими витками, на рис. 4, *д* и *е* — для гаек соответственно растяжения-сжатия и растяжения с девятью рабочими витками. На тех же рисунках штриховыми линиями представлены результаты исследований, опубликованные в работах [7, 8]. На рис. 4, *г* штриховой кривой нет, так как изображенная на этом рисунке гайка — расчетная модель, рассмотренная Н. Е. Жуковским и не применяющаяся на практике, для которой результаты расчетов приведены автором только в словесной форме.

Возникает вопрос: как влияют на распределение нагрузки по виткам резьбы изменения параметра шероховатости и нагрузки на винт? По результатам расчетов по формулам (1) и (3) для гайки М24 с шестью рабочими витками сжатия при нагружающей винт силе $F = 17$ кН и параметре шероховатости $Ra = 1,0$, 1,25 и 2,5 мкм построены соответствующие графики, представленные на рис. 5. Кроме того, для параметра шероховатости $Ra = 1,25$ мкм построены соответствующие гра-

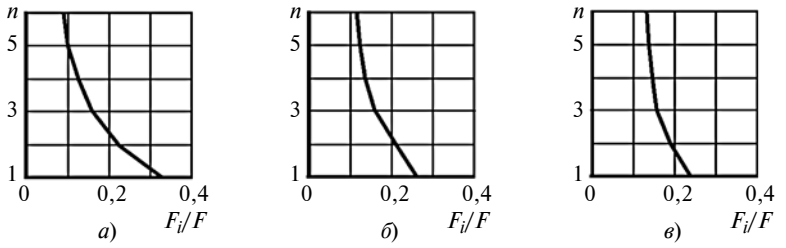


Рис. 5. Распределение нагрузки по виткам резьбы М24 при *Ra* = 1,0 (*а*), 1,25 (*б*), 2,5 мкм (*в*)

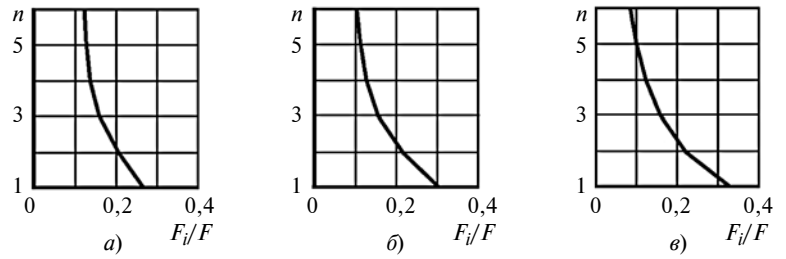


Рис. 6. Распределение нагрузки по виткам резьбы М24 при *F* = 17 (*а*), 34 (*б*), 49 кН (*в*)

фики при нагрузках на винт $F = 17$; 34; 49 кН (рис. 6).

Следует отметить, что если к затянутому резьбовому соединению приложить внешнюю растягивающую нагрузку, то, как показал расчет методом конечных элементов, для соединений винтами М10 и М10×1,25 [9] неравномерность нагружения витков резьбы уменьшается с уменьшением шага резьбы.

Анализируя рис. 4—6, можно заключить:

с уменьшением шага резьбы при сохранении высоты гайки (увеличивается число витков гайки) распределение нагрузки по виткам резьбы становится более равномерным;

с увеличением диаметра винта при сохранении среднего давления на витки распределение нагрузки по виткам резьбы становится также более равномерным;

применение гайки растяжения—сжатия уменьшает неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы по сравнению с гайкой сжатия, еще большее уменьшение неравномерности имеет место при использовании гайки растяжения;

сопоставление результатов расчета по формулам (1) и (3) и результатов исследований из работ [7, 8] показало их хорошую сходимость, поэтому можно считать обоснованным использование расчетов по этим формулам для установления зависимостей распределения нагрузки по виткам резьбы от параметра шероховатости рабочей поверхности резьбы и силы, нагружающей винт;

увеличение шероховатости рабочей поверхности резьбы уменьшает неравномерность распределения нагрузки по ее виткам (при этом шероховатость во впадинах следует, наоборот, снижать для уменьшения коэффициента концентрации нагрузки в резьбе);

с увеличением нагрузки на винт неравномерность нагружения витков увеличивается. Поэтому целесообразно использовать в конструкциях гайки растяжения вместе с винтами высоких классов прочности (более 6.6), которые обычно затягивают так, чтобы в опасном сечении винта создать напряжения растяжения выше 200 МПа. При применении винтов низких классов прочности (ниже 6.6) использование гаек растяжения малоэффективно;

у винтов с накатанной резьбой, имеющей параметр шероховатости $Ra \approx 0{,}63$ мкм, следует ожидать более неравномерного распределения нагрузки по виткам резьбы, чем у винтов с резьбой, полученной нарезанием.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Жуковский Н. Е.** Распределение давлений в нарезках винта и гайки // Бюллетень Политехнического общества. 1902. № 1. С. 1—3.

2. **Распределение** нагрузок в витках резьбы болтовых соединений сборных гребных винтов / В. И. Малыгин, Л. И. Кремлева, Н. В. Лобанов и др. // Тяжелое машиностроение. 2014. № 8. С. 25—29.

3. **Биргер И. А.** Расчет резьбовых соединений. М.: Оборонгиз, 1959. 252 с.

4. **Куклин В. Б.** Уточнение расчетов резьбовых соединений // Вестник машиностроения. 1957. № 7. С. 24—30.

5. **Иванов А. С., Байков Б. А., Щеголев Н. А.** Уточнение распределения нагрузки в резьбовом соединении по виткам резьбы путем учета их контактной жесткости // Вестник машиностроения. 2004. № 4. С. 20—23.

6. **Иванов А. С., Муркин С. В.** Расчет и проектирование резьбовых соединений приводов. М.: Инновационное машиностроение, 2015. 108 с.

7. **Wiegand H., Illgner K.-H.** Berechnung und Gestaltung von Schraubenverbindungen. Berlin: Springer, 1962. 146 S.

8. **Niemann G., Winter H., Huhn B.-R.** Maschinenelemente. Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen. 3 Auflage. Berlin: Springer. 2001. 903 S.

9. **Jovanović J. D.** Finiteelement Analysis of Bolted jont With Coarse and Fine Threads // 14th International Research. Expert Conference "Trends in the Development of Machinery and Associated Technology" TMT 2010, Mediterranean Cruise, 11—18 September 2010.

УДК 621.8.001.573

С. А. СОКОЛОВ, д-р техн. наук (Санкт-Петербургский государственный политехнический университет),
e-mail: sokolov-sa@rambler.ru

Условие сопротивления усталости сварных узлов в форме локальных напряжений

Статья посвящена развитию локального подхода к расчету сварных металлических конструкций на сопротивление усталости, обоснованию выбора базового сварного соединения и идентификации группы сварных узлов, которые могут быть рассчитаны на его базе, на основе анализа напряженного состояния типовых узлов с использованием модели двухуровневого концентратора. Результаты могут быть использованы для разработки нормативных материалов по расчету металлических конструкций машин на сопротивление усталости.

Ключевые слова: металлическая конструкция, сварной узел, сварное соединение, локальный подход, сопротивление усталости, предел выносливости, напряженное состояние, метод конечных элементов.

The article is devoted to development of local approach to analysis of welded metal structures on fatigue resistance, substantiation to selection of basic welded joint and group identification of welded assemblies, which can be analyzed on its base, on the base of analysis of stresses state of typical joints using two-level concentrator model. The results can be used for development of standard manuals on fatigue resistance analysis of machine metal structures.

Keywords: metal structure, welded assembly, welded joint, local approach, fatigue resistance, endurance limit, stressed state, finite element method.

Для прогнозирования долговечности сварных металлических конструкций машин и сооружений, а также анализа причин аварийных разрушений проводятся расчеты на сопротивление усталости. Существующие методы расчета можно разделить на два типа: расчеты по номинальным напряжениям и по локальным напряжениям. Большинство нормативных методов расчета относятся к первому типу [1—3]. В их основе лежат семейство усталостных кривых и таблица пределов выносливости сварных узлов различных конструкций, а условие долговечности в общем виде записывается как

$$\Delta\sigma_{\max} \le \frac{\Delta\sigma_R}{k_{n\sigma} n_f}. \qquad (1)$$

Здесь $\Delta\sigma_{\max}$ — расчетный размах номинальных нормальных напряжений в зоне концентратора; $\Delta\sigma_R$ — предел выносливости по размаху нормальных напряжений на базе $N_R = 2 \cdot 10^6$ циклов; $k_{n\sigma}$ — коэффициент приведения пределов выносливости к расчетному числу циклов эксплуатационного нагружения; n_f — коэффициент запаса прочности.

Пределы выносливости $\Delta\sigma_R$ для узлов сварных металлических конструкций определяются по результатам усталостных испытаний образцов. На основании анализа результатов многочисленных исследований, проводившихся во многих лабораториях мира, было принято допущение о том, что в инженерных методиках при назначении пределов выносливости сварных узлов не учитываются влияния марки стали, технологии сварки и коэффициента асимметрии цикла изменения напряжений [1—5]. Поэтому в нормативных документах значения пределов выносливости приводятся в табличной форме в виде размаха напряжений в зависимости от типа, конфигурации и качества сварного узла. Таблицы пределов выносливости содержат по 30—40 видов сварных узлов, каждый из которых имеет вариации размеров и уровней качества. И все же на практике встречаются конструкции узлов, которые не отражены в этих таблицах. Кроме того, поскольку значения пределов выносливости в таблицах являются обобщением экспериментальных данных различных исследований, то нормативные значения из разных источников отличаются.

В 70-е годы прошлого века возникли методы расчета, построенные на анализе нагруженности и усталостного повреждения в локальном объеме, расположенном в вершине концентратора. Это было связано, во-первых, с необходимостью расчетов на сопротивление усталости таких конструкций, для которых невозможно было подобрать образец для усталостных испытаний, как например, плавучие буровые вышки с основанием, состоящим из труб большого диаметра. Другим обстоятельством стало широкое распространение метода конечных элементов (МКЭ), который дает напряженное состояние конструкции с учетом местных напряжений в зонах геометрической концентрации и локального приложения нагрузок и не содержит понятия "номинальное напряжение". В этом случае использование местных напряжений, полученных с помощью МКЭ, в традиционном условии сопротивления усталости (1) приводит к существенной погрешности, которая идет в запас надежности конструкции, но может привести к необоснованному повышению ее стоимости и металлоемкости.

Наиболее полную математическую модель влияния конструктивно-технологических факторов и процессов деформирования в локальной зоне развития усталостного повреждения на значение пределов выносливости сварного соединения разрабо-

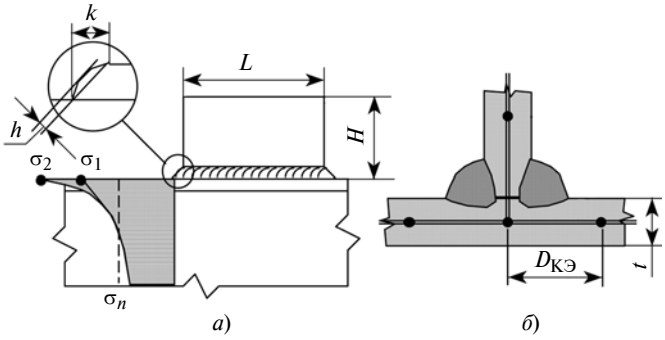


Рис. 1. Схемы сварных узлов (*а* и *б*) с эпюрами распределения напряжений в двухуровневом концентраторе (*а*) и с конечно-элементной сеткой (*б*)

тал В. Н. Юшкевич [6, 7]. Однако методика требовала слишком большого объема исходных данных и имела громоздкий алгоритм, поэтому не нашла инженерного применения.

Другая ветвь локального подхода (local approaches) была направлена на анализ и введение в расчет нагруженности локальной зоны сварного узла, а его конструктивно-технологические факторы учитывали использованием экспериментальных значений пределов выносливости базовых сварных соединений [8—11 и др.]. Этот метод оказался достаточно эффективным и попал в европейские нормативные материалы [12, 13].

Данная работа направлена на развитие указанного локального подхода и посвящена обоснованию выбора базового сварного соединения и идентификации группы сварных узлов, которые могут быть рассчитаны на его базе. Это выполняется на основании анализа напряженного состояния типовых узлов с использованием модели двухуровневого концентратора.

Узлы металлических конструкций представляют собой весьма сложные концентраторы, которые для целей данного исследования можно представить в виде двухуровневой системы. Верхний уровень образует общая геометрия узла, размеры (например, H и L) и форма примыкающих элементов, которые создают общее низкоградиентное поле напряжений σ_1 (конструктивные напряжения) в области расчетного сварного шва (рис. 1, *а*). Нижним уровнем является локальная геометрия сварного соединения (определяется его параметрами: катетом k; размером h усиления; радиусом сопряжения), которая формирует локальную концентрацию напряжений в области, непосредственно примыкающей к шву (суммарные напряжения σ_2). Таким образом, концентратор нижнего уровня оказывается в поле влияния концентратора верхнего уровня и коэффициент концентрации можно представить как произведение коэффициентов: $\alpha_\sigma = \alpha_{\sigma1}\alpha_{\sigma2}$, где $\alpha_{\sigma1} = \sigma_1/\sigma_n$, $\alpha_{\sigma2} = \sigma_2/\sigma_1$ (σ_n — номинальное напряжение в зоне концентратора).

Для аппроксимации эпюр в таком двухуровневом концентраторе используем произведение двух функций $\sigma(x) = f_1 f_2 \sigma_n$, где функция $f_1(x) = \sigma_1(x)/\sigma_n$ описывает низкоградиентное распределение напряжений, а функция $f_2(x) = \sigma_2(x)/\sigma_1(x)$ — высокоградиентное распределение в области непосредственно у вершины концентратора. В соответствии с характером эпюр выбраны функции вида:

$$\sigma = f_1 f_2 \sigma_0 = (1 + a_1 e^{-x/b_1})(1 + a_2 e^{-x/b_2})\sigma_n. \quad (2)$$

При этом коэффициент концентрации напряжений составляет

$$\alpha_\sigma = \bar{f}_1 \bar{f}_2, \quad (3)$$

где $\bar{f}_1 = f_1(0) = \alpha_{\sigma1}$; $\bar{f}_2 = f_2(0) = \alpha_{\sigma2}$.

В качестве примера рассмотрено напряженное состояние растянутой упругой полосы шириной $H = 100$ мм с двусторонними вырезами и радиусом закругления $R = 5$ мм (рис. 2). Были созданы три модели с глубиной выреза $h = 5$, 20 и 40 мм. В зоне выреза размер конечных элементов (КЭ) составлял 0,5 мм, в остальной части увеличивался до 4 мм. Эпюры распределения первого главного напряжения по сечению $y = 0$, полученные МКЭ, показаны на рис. 2 точками. Значения параметров a_1, b_1, a_2, b_2, σ_0 для функции (2) подбирали из условий наилучшего приближения к эпюрам, построенным по данным конечно-элементного расчета. В результате получены следующие зависимости, которые на рис. 2 изображены кривыми *1—3*:

при $h = 5$ мм

$$\sigma = (1 + 0{,}35e^{-x/2{,}5})(1 + e^{-x/2})40;$$

при $h = 20$ мм

$$\sigma = (1 + 1{,}2e^{-x/5{,}6})(1 + e^{-x/2})40;$$

при $h = 40$ мм

$$\sigma = (1 + 2{,}0e^{-x/6{,}25})(1 + e^{-x/2})40.$$

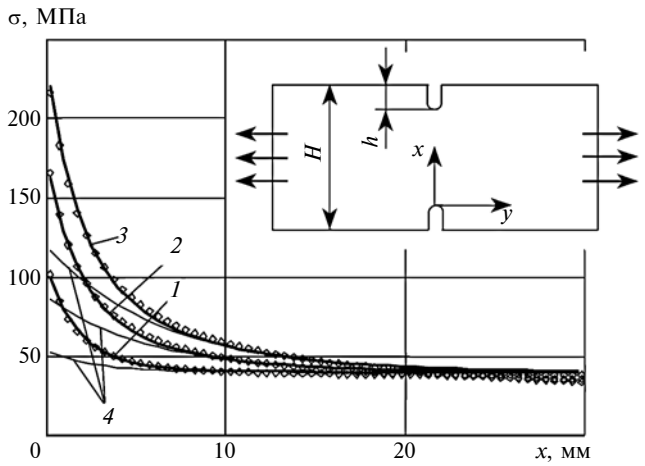


Рис. 2. Кривые распределения первого главного напряжения по сечению $y = 0$ для моделей с $h = 5$ (*1*), 20 (*2*) и 40 мм (*3*)

Кроме того, на рис. 2 приведены кривые *4*, полученные с использованием только низкоградиентной части выражения (2), т. е. при $a_2 = 0$.

Этот пример показывает, что разделение напряженного состояния в зоне концентратора на низкоградиентную и высокоградиентную компоненты возможно. Масштаб зоны, описываемой функциями $f_1(x)$ и $f_2(x)$, определяют соответственно параметры b_1 и b_2, так как эти функции с ростом x убывают до единицы в областях $x < 5b_1$ и $x < 5b_2$. В данном примере функция $f_2(x)$ для всех моделей получилась одинаковой, т. е. она описывает компоненту эпюры, связанную с радиусом закругления в вершине надреза. Функция $f_1(x)$ зависит от глубины h выреза и параметры a_1 и b_1 возрастают с увеличением h. Для модели с $h = 5$ мм значения параметров b_1 и b_2 близки, так как глубина выреза равна его радиусу. Рассмотрим возможность использования такого подхода к описанию концентрации напряжений при расчете сварных узлов на сопротивление усталости.

В условии (1) сопротивления усталости концентрация напряжений учитывается значением предела выносливости. Согласно методикам [7, 14], позволяющим дифференцированно учитывать конструктивно-технологические факторы рассчитываемого узла, выражение для вычисления предела выносливости может быть записано как

$$\Delta\sigma_R = \frac{\Delta\sigma_{R0}}{\alpha_\sigma \varphi}, \qquad (4)$$

где $\Delta\sigma_{R0}$ — предел выносливости, учитывающий все факторы сварного узла, кроме концентрации напряжений; φ — коэффициент эквивалентности, учитывающий градиент распределения напряжений в зоне концентратора: если градиент равен нулю, то $\varphi = 1$.

С учетом формул (3) и (4) условие (1) принимает вид:

$$\Delta\sigma_{\max} \le \frac{\Delta\sigma_{R0}}{\bar{f}_1 \bar{f}_2 \varphi k_{n\sigma} n_f}.$$

Для продолжения анализа запишем его как

$$\bar{f}_1 \Delta\sigma_{\max} \le \frac{\Delta\sigma_{R0}}{\bar{f}_2 \varphi k_{n\sigma} n_f}. \qquad (5)$$

В этом выражении $\bar{f}_1 \Delta\sigma_{\max} = \Delta\sigma_{f\max}$ — размах максимального напряжения в зоне концентратора, найденный с учетом только малоградиентной части эпюры. Это напряжение можно определять МКЭ по расчетной модели, которая используется при проектировании конструкции для расчетов по критериям работоспособности. Такие модели для тонкостенных конструкций, как правило, строятся из пластинчатых элементов и не предполагают моделирования сварных швов. Для того чтобы результат расчета по такой модели отражал распределение конструктивных напряжений (низкоградиентная компонента), размер конечного элемента (КЭ) должен составлять $D_{\text{КЭ}} = (1 \div 2)t$, где t — толщина основного элемента сварного узла. В этом случае значение $\Delta\sigma_{f\max}$ удобно определять как среднее по наиболее нагруженному КЭ. Если совместить изображение сварного узла с конечно-элементной моделью, то центр наиболее нагруженного КЭ указанного размера окажется примерно в зоне перехода от шва к основному металлу (см. рис. 1, *б*). При этом вычисленное значение максимального напряжения будет соответствовать не $\bar{f}_1 \Delta\sigma_{\max}$, а $\bar{\bar{f}}_1 \Delta\sigma_{\max}$, где $\bar{\bar{f}}_1 = f_1(0{,}5 D_{\text{КЭ}})$.

В правую часть условия (5) входит отношение $\frac{\Delta\sigma_{R0}}{\bar{f}_2 \varphi} = \Delta\sigma_{Rw}$ — предел выносливости сварного соединения, имеющего такой же сварной шов, как в рассчитываемом узле, но с $\bar{f}_1 = 1$. Таким образом, приходим к следующему виду условия проверки сопротивления усталости:

$$\Delta\sigma_{f\max} \le \frac{\Delta\sigma_{Rw}}{k_{n\sigma} n_f}.$$

Проанализируем поле напряжений в зоне концентрации для некоторых сварных узлов. Для этого был проведен конечно-элементный анализ пяти моделей сварных узлов с угловыми швами (рис. 3): а) поперечное ребро; б) окончание продольного ребра, обваренного по контуру; в) накладка, присоединенная лобовыми швами; г) нахлесточное соединение с лобовыми швами; д) крестовое соединение. Все элементы сварных узлов имели толщину 20 мм и катеты сварных швов $k = 14$ мм. Конечно-элементные твердотельные модели формировались из четырехгранных (тетраэдальных) или шестигранных КЭ размером 2÷3 мм. Модели нагружа-

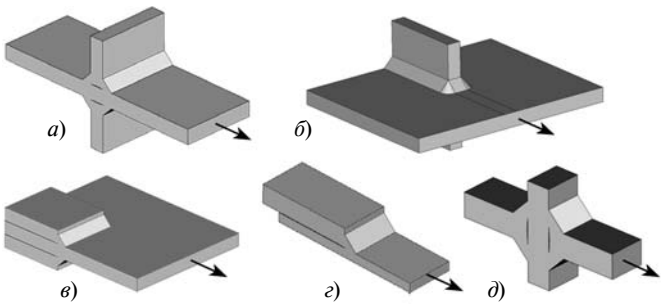


Рис. 3. Модели сварных узлов (виды *б*, *в*, *г* усечены по плоскостям симметрии)

лись растяжением в направлении, показанном на рис. 3 стрелками. Материал моделей — изотропный, абсолютно упругий.

Кривые распределения максимальных главных напряжений по линии от концентратора вдоль направления нагружения показаны на рис. 4 и 5. Сплошными линиями на рис. 4 показаны напряжения, полученные МКЭ, штриховыми линиями — аппроксимация по формуле (2). Разброс точек на кривых, построенных по результатам конечно-элементного расчета, связан с нерегулярностью сетки, возникающей в моделях достаточно сложной формы. На рис. 5 точками показаны значения напряжений в крестовом и нахлесточном соединениях. Аппроксимирующие выражения имеют вид:

поперечное ребро:

$$\sigma = (1 + 0{,}0e^{-x})(1 + 0{,}7e^{-x/2{,}0})100, \text{ МПа}; \quad (6)$$

продольное ребро:

$$\sigma = (1 + 0{,}3e^{-x/50})(1 + 0{,}8e^{-x/2{,}5})100, \text{ МПа}; \quad (7)$$

накладка:

$$\sigma = (1 + 0{,}1e^{-x/12{,}5})(1 + 0{,}7e^{-x/2{,}2})100, \text{ МПа}; \quad (8)$$

крестовое и нахлесточное соединения:

$$\sigma = (1 + 0{,}0e^{-x})(1 + 0{,}7e^{-x/2{,}0})100, \text{ МПа}. \quad (9)$$

На рис. 4 точками *4* отмечены значения напряжений, полученных на пластинчатой конечно-элементной модели узла с продольным ребром. Модель имела КЭ размером 14 мм. Как видно, пластинчатая модель позволяет адекватно оценить низкоградиентную компоненту поля напряжений.

Очевидно, что значения параметров, фигурирующие в представленных формулах, применимы только к рассмотренным моделям с конкретной геометрией и условиями нагружения. Однако отношения отдельных показателей позволяют сделать некоторые обобщающие выводы. Так, аппроксимирующие функции (6)—(8) в первых трех моделях (см. рис. 3, *а—в*) имеют весьма близкие значения $f_2(x)$, которые различаются не более, чем на 5 %. Это объясняется тем, что в этих узлах сварной шов — концентратор нижнего уровня, имеет одинаковую геометрию и примерно одинаково загружен. Он образует уступ, но не передает значительных усилий на присоединяемый элемент, поскольку основной элемент соединения не прерывается. Назовем такой шов присоединяющим. В двух последних моделях (см. рис. 3, *г—д*) шов передает все действующее усилие на присоединенный элемент, поэтому концентрация напряжений у шва увеличилась и возросло значение $f_2(x)$. Такой шов назовем несущим.

Полученные результаты позволяют уточнить следующие понятия, которые используются в локальном подходе к оценке сопротивления усталости сварных конструкций и существенны для разработки системы нормирования пределов выносливости. Группу однородных узлов образуют узлы с однотипным сварным швом, имеющие примерно одинаковое значение функции $f_2(x)$. Базовым для данной группы является сварной узел, для которого $f_1(x) = 1$. При нормировании усталостных характеристик по результатам усталостных испытаний должны быть установлены расчетные пределы выносливости для всех возможных вариаций базовых сварных узлов (например, поперечное ребро с односторонним и двусторонним швом, со швами разного уровня качества и т. п.).

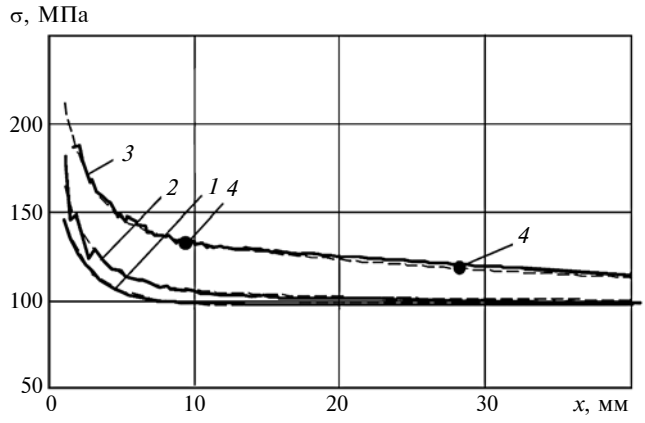


Рис. 4. Кривые *1 — 3* напряжений в твердотельных моделях сварных узлов (*1* — поперечное ребро; *2* — накладка, присоединенная лобовыми швами; *3* — окончание продольного ребра), точки *4* — значения напряжения в пластинчатой модели узла с продольным ребром

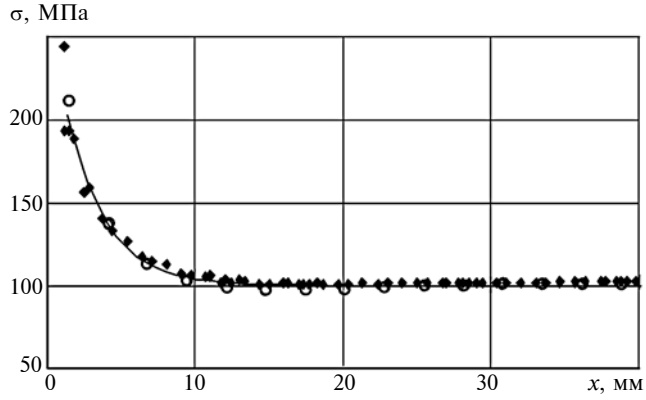


Рис. 5. Распределения напряжений в моделях крестового соединения (♦) и нахлесточного соединения с лобовыми швами (○)

Для проверки адекватности рассмотренного подхода сопоставим нормативные значения пределов выносливости для указанных выше сварных узлов (см. рис. 3). Однородную группу составляют следующие узлы: поперечное ребро, окончание продольного ребра и накладка, присоединенная лобовыми швами. Все они содержат угловой шов, который не передает значительных усилий на присо-

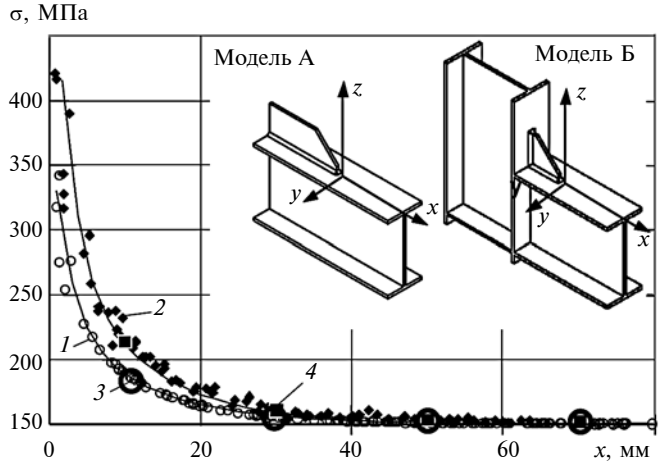


Рис. 6. Распределения главных нормальных напряжений в узле соединения балок, вычисленные по твердотельным моделям А (точки *1*) и Б (точки *2*), по пластинчатым моделям А (точки *3*) и Б (точки *4*) и аппроксимирующие зависимости (сплошные линии)

единяемый элемент. Для них $\bar{f}_2$ имеет примерно одинаковое значение согласно формулам (6), (7), (8). Предел выносливости по номинальным напряжениям для этих узлов согласно формулам (4) и (3) записывается как $\Delta\sigma_R = \dfrac{\Delta\sigma_{R0}}{\bar{f}_1\bar{f}_2\varphi}$. Базовым является узел с поперечным ребром, для которого $\bar{f}_1 = 1$ [см. формулу (6)] и предел выносливости $\Delta\sigma_{Rb} = \dfrac{\Delta\sigma_{R0}}{\bar{f}_2\varphi}$. Следовательно, для другого узла той же группы справедливо равенство $\Delta\sigma_R = \dfrac{\Delta\sigma_{Rb}}{\bar{\bar{f}}_1}$, в котором, как предложено выше, $\bar{f}_1$ заменено на $\bar{\bar{f}}_1$.

Согласно нормативным документам [1—3] предел выносливости узла с поперечным ребром $\Delta\sigma_{Rw} = 71$ МПа, а по документу [12] $\Delta\sigma_{Rw} = 80$ МПа. Вычислим значение предела выносливости соединения с продольным ребром, подставив согласно выражению (7) $\bar{\bar{f}}_1 = 1 + 0{,}3e^{-15/50} = 1{,}2$ (результат получен при среднем рекомендуемом размере КЭ для узлов с элементами толщиной 20 мм, составляющем $D_{КЭ} = 1{,}5t = 30$ мм). Окончательно имеем:

$$\Delta\sigma_R = \Delta\sigma_{Rw}/\bar{\bar{f}}_1 = (70\div80)/1{,}2 = 59\div67 \text{ МПа}.$$

В нормативных документах [1—3, 12] установлен предел выносливости узла с продольным ребром $\Delta\sigma_R = 63$ МПа. Значение предела выносливости полосы с накладкой, для которой согласно выражению (8) $\bar{\bar{f}}_1 = 1 + 0{,}1e^{-15/12{,}5} = 1{,}03$, составит $\Delta\sigma_R = \Delta\sigma_{Rw}/\bar{\bar{f}}_1 = 71/1{,}03 = 70$ МПа. Согласно документам [1—3] предел выносливости такого узла $\Delta\sigma_R = 71$ МПа.

Крестовое (см. рис. 3, *д*) и нахлесточное (см. рис. 3, *г*) соединения также образуют группу, но они имеют одинаковые параметры концентрации (9), соответственно должны иметь одинаковый предел выносливости. Для крестового соединения и нахлесточного соединения представленного вида, которые одновременно регламентируются только документами [1 и 12], рекомендуется одинаковое значение предела выносливости $\Delta\sigma_R = 63$ МПа. Таким образом, в рассмотренных примерах предложенный подход не противоречит указаниям известных нормативных документов.

Представленные материалы дают методическую основу для построения групп однородных узлов и выявления базовых соединений. Такой подход позволяет сосредоточить экспериментальные исследования усталости сварных конструкций на определении пределов выносливости только базовых узлов во всех вариантах их изготовления и не испытывать образцы всех возможных конфигураций. При этом влияние общей геометрии и соотношения размеров узлов достаточно оценить с помощью МКЭ.

Проиллюстрируем применение данного подхода для оценки усталостных характеристик сварных узлов некоторых конструкций. Были построены конечно-элементные модели двутавровой балки с продольным ребром (модель А) и углового соединения двутавровых балок с косынкой (модель Б) (рис. 6). Ребро и косынка присоединены к балкам сварным швом с полным проплавлением корня. Балки имели пояса толщиной 12 мм и стенки толщиной 10 мм. Габаритные размеры сечения горизонтальной балки 150 × 300 мм. Модель А закрепляли по дальнему сечению балки, а модель Б — по верхнему сечению вертикальной балки. Модели нагружали изгибающим моментом по ближнему сечению горизонтальной балки. Номинальные напряжения в горизонтальной балке составляли 100 МПа. На рис. 6 нормальные напряжения в поясе по оси *x*, полученные по твердотельным моделям, показаны для модели А точками *1* и для модели Б точками *2*. Аппроксимирующие зависимости (сплошные линии на рис. 6) имеют вид:

модель А:

$$\sigma = (1 + 0{,}9e^{-x/11{,}1})(1 + 0{,}8e^{-x/2{,}5})100, \text{ МПа}; \quad (10)$$

модель Б:

$$\sigma = (1 + 1{,}6e^{-x/11{,}1})(1 + 1{,}3e^{-x/2{,}0})100, \text{ МПа}. \quad (11)$$

Результаты расчетов, выполненных по пластинчатым моделям с размером элементов 20 мм, пока-

заны для модели А точками *3* и для модели Б точками *4*. В этом случае пластинчатая модель также позволила удовлетворительно оценить низкоградиентную компоненту поля напряжений.

Чтобы определить принадлежность узла к группе однородных узлов, надо найти соответствие с базовым узлом по значению функции $f_2(x)$. Как видно, распределение напряжений у окончания продольного ребра на модели А [зависимость (10)] дает значение $\bar{f}_2 = 1{,}8$, близкое к выражению (6). Это объясняется тем, что шов передает на ребро сравнительно небольшую силу, поскольку основной элемент не прерывается и напряжения в ребре такие же, как в основной балке. Следовательно, в расчете на сопротивление усталости этого узла надо использовать предел выносливости для концентратора типа "присоединяющий двусторонний угловой шов" и максимальное значение действующего напряжения, полученное по пластинчатой модели с элементами размером $(1\div2)t$.

Косынка похожей формы в угловом сопряжении балок создает значительно большую концентрацию напряжений $\bar{f}_2 = 2{,}3$ [зависимость (11)], что близко к крестовому соединению [зависимость (9)], для которого $\bar{f}_2 = 2{,}7$. Это связано с тем, что шов передает на косынку значительную нагрузку, поэтому напряжения в ней, как показывает расчет, приблизительно в 2 раза выше, чем в балке. В расчете на сопротивление усталости такого узла надо использовать предел выносливости для концентратора типа "несущий двусторонний угловой шов" и максимальное значение действующего напряжения, полученное по пластинчатой модели.

Выводы

1. Анализ показал, что эпюры распределения напряжений в районе концентраторов могут быть аппроксимированы произведением двух функций (2), одна из которых $[f_1(x)]$ описывает низкоградиентную часть распределения, а другая $[f_2(x)]$ — высокоградиентную, расположенную вблизи вершины концентратора. При этом в расчете на сопротивление усталости низкоградиентная компонента учитывается значением действующего напряжения, которое вычисляется МКЭ, а высокоградиентная — значением предела выносливости.

2. Для расчета тонкостенной листовой конструкции на сопротивление усталости размах действующих напряжений следует вычислять МКЭ с применением пластинчатых элементов размером $D_{\text{КЭ}} = (1\div2)t$. При этом значение расчетного размаха принимается как среднее по КЭ, расположенному наиболее близко к вершине концентратора.

3. Уточнено понятие базового сварного узла, определенного как узел, для которого $f_1(x) = 1$. В частности, для рассмотренной группы сварных узлов таковыми являются узел с поперечным ребром (присоединяющий двусторонний угловой шов) и крестовое соединение (несущий двусторонний угловой шов).

4. Уточнено понятие группы однородных сварных узлов, как узлов, имеющих $0{,}8\bar{f}_{2B} < \bar{f}_2 \le \bar{f}_{2B}$, где $\bar{f}_{2B}$ — значение $\bar{f}_2$ для базового узла. Их расчеты на сопротивление усталости следует проводить с использованием предела выносливости базового узла соответствующего исполнения.

Данные, приведенные в статье, можно использовать для разработки нормативных материалов по расчету на сопротивление усталости металлических конструкций машин (кранов, экскаваторов, погрузчиков и пр.).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ГОСТ 33169—2014.** Краны грузоподъемные. Металлические конструкции. Подтверждение несущей способности. М.: Стандартинформ, 2015. 51 с.
2. **EN 13001-1:2004 + A1:2009.** Cranes — General design. Part 1: General principles and requirements.
3. **ISO 20332:2008.** Cranes — Proof of competence of steel structures.
4. **Прочность** сварных соединений при переменных нагрузках / Институт электросварки им. Е. О. Патона АН УССР. Под ред. В. И. Труфякова. Киев: Наукова думка, 1990. 256 с.
5. **Соколов С. А.** Строительная механика и металлические конструкции машин: СПб.: Политехника, 2011. 450 с.
6. **Справочник** по кранам. В 2 т. Т. 1 / В. И. Брауде, М. М. Гохберг, И. Е. Звягин и др. Под общ. ред. М. М. Гохберга. Л.: Машиностроение, 1988. 536 с.
7. **Юшкевич В. Н.** Метод расчета пределов выносливости элементов металлических конструкций // Проблемы прочности. 1984. № 9. С. 13—17.
8. **Djavit D. E., Strande E.** Fatigue failure analysis of fillet welded joints used in offshore structures / Chalmers university of technology. Göteborg, Sweden: 2013: http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/194840.pdf
9. **Radaj D., Sonsino C. M., Fricke W.** Fatigue assessment of welded joints by local approaches. Second edition. Cambridge, England: CRC Press, 2006. 639 p.
10. **Sonsino C. M.** Principles of local stress concepts for the assessment of welded joints // ESIS Newsletter. 2009. № 45. P. 30—33.
11. **Yokota H., Anami K.** Local stress approach for fatigue assessment of welded joint / Kochi University of Technology. http://ssms.jp/wp-content/uploads/2015/03/2007-2.2-1-10-LOCAL-STRESS-APPROACH-FOR-FATIGUE-ASSESSMENT.pdf
12. **FKM Richtlinie.** Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile. 4, erweiterte Ausgabe 2002. VDMA Verlag.
13. **Recommendations** for fatigue design of welded joints and components / International institute of welding, doc. XIII-1539-96 / XV845-96. Paris, France: October 2008.
14. **Когаев В. П.** Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / Под ред. А. П. Гусенкова. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1993. 364 с.

УДК 62-192.001.573

Ю. П. МАНЬШИН, канд. техн. наук, Е. Ю. МАНЬШИНА (Донской ГТУ, г. Ростов-на-Дону),
e-mail: manshin@mail.ru

Приближенная оценка ресурса детали, обеспечивающая ее требуемый ресурс с заданной вероятностью безотказной работы

Рассмотрена возможность использования значительно менее трудоемких инструментов приближенной оценки ресурса с заданной вероятностью безотказной работы технических систем при изменении параметров выносливости деталей, после быстрого применения которых можно перейти к проверке рационального варианта модернизации детали.

Ключевые слова: надежность, техническая система, усталостное повреждение, ресурс.

The possibility of application of significantly lower time-consuming tools of approximate life evaluation with specified probability of no-failure operation of technical systems at changing of parts durability parameters is considered, after quick application of which it is possible to proceed to checking of rational variant of part modernization.

Keywords: reliability, technical system, fatigue damage, life.

Алгоритм расчетов ресурса деталей, воспринимающих циклические или случайные нагрузки и требующих оценки долговечности, согласно работам [1—5] и ГОСТ 25.504—82, ГОСТ25.101—83, содержит следующие операции.

1. После выбора деталей, критичных по показателю стоимости восстановления в случае их отказа, и опасных сечений для проведения проверочных расчетов определяются номинальные напряжения деталей, которые следует принять в качестве математического ожидания вероятностной модели напряжения.

2. Определение параметров вероятностной модели динамических напряжений. Эквивалентные амплитуды могут быть получены в первом приближении из представления распределения нагрузок в опасных сечениях нормальным законом (рис. 1):

$$\Sigma\sigma_j^{m_\sigma} p_{\sigma_j} = \sigma_1^{m_\sigma} 0{,}18 + \sigma_2^{m_\sigma} 0{,}64 + \sigma_3^{m_\sigma} 0{,}18. \quad (1)$$

В формуле (1) σ_2 — номинальное напряжение по п. 1; σ_1 и σ_3 — максимальное и минимальное напряжения, соответствующие проектным характеристикам динамичности конструкции [5, 6]; p_{σ_j} — относительная частота возникновения напряжений σ_j. Эмпирическое распределение амплитуд напряжений можно определить обработкой экспериментальных данных, полученных в ходе полевых испытаний.

3. Определение характеристик выносливости деталей в опасных сечениях: пределов выносливости $\sigma_{-1д}$, показателей m_σ кривых выносливости; базовых чисел $N_{б\sigma}$ циклов [2].

4. Определение медианных ресурсов деталей на основании откорректированной модели накопления усталостного повреждения:

$$N_{\sigma 0,5} = \frac{a_\sigma \sigma_{-1д}^{m_\sigma} N_{б\sigma}}{\Sigma\sigma_j^{m_\sigma} p_{\sigma_j}}, \text{ циклов}, \quad (2)$$

где a_σ — корректирующий коэффициент, учитывающий снижение предела выносливости под действием максимальных амплитуд напряжений [2].

Средний ресурс, ч:

$$t_{0,5} = \frac{N_{0,5}}{3600 n_e}, \quad (3)$$

где n_e, Гц — средняя частота эффективных амплитуд ($\sigma_j \geq \sigma_{-1д}$), участвующих в процессе накопления усталостного повреждения.

5. Определение ресурсов деталей с требуемой вероятностью безотказной работы (ВБР), рассчитанной по структурной схеме надежности [6]. Вероятностная модель отказов технической системы (ТС) вследствие развития усталостных трещин представляется логарифмически нормальным законом [1, 3, 5] с плотностью вероятности

$$q(t) = \frac{1}{t S_{\lg t_{0,5}} \sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(\lg t_{0,5} - \lg t)^2}{2 S_{\lg t_{0,5}}^2}\right],$$

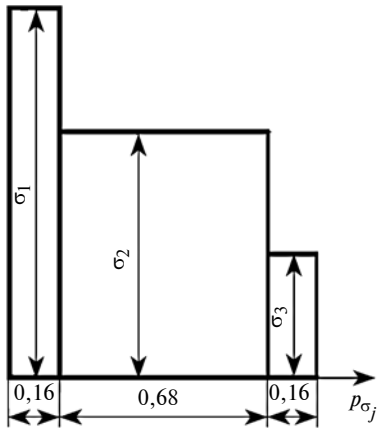


Рис. 1. Гистограмма напряжений, соответствующая нормальному закону распределения амплитуд напряжений

и вероятностью безотказной работы, выраженной через табулированную функцию Лапласа:

$$P(t) = \Phi\left(\frac{\lg t_{0,5} - \lg t}{S_{\lg t_{0,5}}}\right). \quad (4)$$

Здесь t — ресурс, ч, соответствующий заданной вероятности $P(t)$ безотказной работы; $t_{0,5}$ — медианный ресурс, ч, соответствующий вероятности безотказной работы $P(t) = 0,5$; $S_{\lg t_{0,5}}$ — среднее квадратическое отклонение логарифма медианного ресурса:

$$S_{\lg t_{0,5}} = 0,434m\sqrt{V^2_{\sigma_{-1д}} + V^2_{\sigma_j}},$$

где $V_{\sigma_{-1д}}$ — коэффициент вариации предела выносливости детали, может изменяться в диапазоне 0,05÷0,2; V_{σ_j} — коэффициент вариации амплитуд напряжений.

Аргумент функции Лапласа (4)

$$\frac{\lg t_{0,5} - \lg t}{S_{\lg t_{0,5}}} = u_р, \quad (5)$$

где $u_р$ — квантиль нормального распределения, вычисленный в математических таблицах в функции $P(t)$ вероятности безотказной работы.

Из формулы (5) получена функция распределения ресурса в виде, приведенном в работе [2], которая графически спрямляется в логарифмически-вероятностных координатах:

$$\lg t = \lg t_{0,5} - u_р S_{\lg t_{0,5}}. \quad (6)$$

После решения уравнения (6) относительно t, приведенного в работе [7], получим функцию распределения ресурса в зависимости от заданной ВБР:

$$t = t_{0,5} 10^{-uPS\lg t_{0,5}}, \text{ ч.} \quad (7)$$

Ресурс t можно интерпретировать как достигнутый ресурс $t_{дос}$, который может оказаться достаточным или недостаточным.

Задачи настоящего исследования обусловлены следующим.

Если достигнутый ресурс $t_{дос}$ меньше заданного в техническом задании требуемого ресурса t, необходимы меры по повышению достигнутого ресурса до $t_{пов}$. Это повышение обеспечивается изменением параметров выносливости, указанных в п. 3 алгоритма. Изменить параметры выносливости можно различными конструктивными и технологическими мерами, известными из публикаций по конструированию и надежности технических систем. Подготовка данных для проведения расчетной проверки возможности достижения повышенных ресурсов по множеству вариантов достаточно трудоемка, что приводит к сокращению числа проверяемых вариантов и сужению поля выбора рациональной модернизации детали по показателям выносливости.

В связи с этим задачей исследования является обоснование приближенных методов экспресс-оценки мер по повышению ресурса, предшествующих проверке окончательного варианта по пп. 1—5 алгоритма.

В работах [7—9] рассмотрены инструменты для численной экспресс-оценки применяемых мер, вытекающих из равенства отношений ресурсов в часах и чисел циклов до разрушения:

$$t_{пов}/t_{дос} = N_{0,5пов}/N_{0,5дос}. \quad (8)$$

Согласно формулам (2) и (8) повысить ресурс можно, повышая предел выносливости детали в числителе функции (2) медианного ресурса. Повышение предела выносливости детали достигается выбором материала с более высоким пределом выносливости σ_{-1} и при необходимости конструктивными и технологическими мероприятиями по снижению концентрации напряжений. Это могут быть: уменьшение разности диаметров соседних участков вала, увеличение радиусов галтелей, разгрузочные канавки, выбор типа шпоночных пазов, замена проямобочных шлицев на эвольвентные, обоснованное снижение натягов посаженных деталей, уменьшение шероховатости поверхности, поверхностная закалка и накатка роликом опасных зон. В сварных конструкциях повышению предела выносливости способствуют оптимизация технологии сварки согласно условиям производства и эксплуатации, термообработка, механическая обработка, проковка и дробеструйная обработка сварных швов для снижения концентрации напряжений. Той же цели служат правильный подбор сочетаний лобовых и фланговых угловых швов, устранение поперечных угловых швов в пролетах рам, нагруженных изгибающим моментом, и другие меры [10]. Указанные меры учитываются коэффициентами концентрации напряжений, которые влияют на предел выносливости детали или сварного шва.

После определения повышенного предела выносливости $\sigma_{-1д\ пов}$ детали в результате применения одного из мероприятий повышенный ресурс составит:

$$t_{пов} = t_{дос}(\sigma_{-1д\ пов}/\sigma_{-1д\ дос})^{m_\sigma}, \text{ ч.} \quad (9)$$

Другой путь повышения ресурса — снижение амплитуд напряжений.

Возможность снижения амплитуд напряжения, т. е. уменьшения знаменателя функции (2) медианного ресурса, вытекает из структуры эквивалентной амплитуды напряжения [8]. Снизить напряжения изгиба исходной детали можно, уменьшив пле-

чи изгибающих моментов с помощью уменьшения пролетов, приближения зубчатых колес к опорам, уменьшения вылетов консольных нагрузок, что приводит к уменьшению изгибающего момента и повышению достигнутого ресурса до значения $t_{пов}$. В сварных конструкциях напряжения изгиба снижают рациональным расположением стержней рамных конструкций (сближая их пересечения с местами приложения нагрузок и совмещая плоскости наибольшей жесткости и действия результирующего момента), сосредоточением металла в сварных панелях и оребрением корпусных сварных конструкций вдоль потоков напряжений [10].

При снижении амплитуд напряжений путем уменьшения изгибающего момента от $M_{дос}$ до $M_{ум}$ имеем:

$$t_{пов} = t_{дос}(M_{дос}/M_{ум})^{m_\sigma}. \quad (10)$$

Если с той же целью повысить момент сопротивления от исходной (достигнутой) величины $W_{x\,дос}$ до $W_{x\,пов}$, то получим:

$$t_{пов} = t_{дос}(W_{x\,пов}/W_{x\,дос})^{m_\sigma}. \quad (11)$$

При увеличении диаметра вала от $d_{дос}$ до $d_{пов}$ имеем:

$$t_{пов} = t_{дос}(d_{пов}/d_{дос})^{3m_\sigma}. \quad (12)$$

Ввиду большого показателя степени соотношения (12) увеличение диаметра вала приводит к значительному повышению ресурса детали при малых приращениях ее диаметра.

Можно применить и последовательную комбинацию мер по повышению ресурса. При этом, начиная модернизацию с наиболее доступных мер, следует проверять соотношение полученного повышенного ресурса $t_{пов}$ и требуемого ресурса t по техническому заданию. Если $t_{пов} < t$, полученные параметры выносливости принимаются как новые достигнутые, а последующие меры дополнительно повышают ресурс. При достижении на первом или очередном этапе модернизации $t_{пов} \geq t$ задачу проектирования детали с требуемым уровнем надежности можно считать выполненной.

Использование безразмерных соотношений (8) для получения повышенных ресурсов (9)—(12) предполагает, что в функции среднего ресурса (2) все аргументы, за исключением повышаемых (или понижаемых), сохраняются неизменными. Однако известно, что изменение предела выносливости $\sigma_{-1д}$ (например, путем применения нового материала) влечет за собой также изменение показателя m_σ кривой выносливости. Изменение амплитуды напряжений приводит к изменению корректирующего коэффициента a_σ. Эти отклонения от идеальной пропорции должны привести к расхождениям ресурсов, рассчитанных по функциям ресурсов (3), (7) и по соотношениям (9)—(12), которые следует рассматривать как приближенные.

Для оценки этих расхождений проведен численный эксперимент, в котором в качестве аргументов использованы ряды равномерно возрастающих на 10 % пределов прочности $\sigma_в$ и выносливости σ_{-1} легированных сталей, применяемых для валов, а также ряд равномерно возрастающих на 2 % диаметров d и равномерно убывающих на 10 % коэффициентов K_σ концентрации напряжений (табл. 1).

Для построения рядов параметров (см. табл. 1) использованы характеристики прочности и выносливости из работы [7], первоисточник которых — работа [10].

Минимальные значения пределов прочности $\sigma_в$ и выносливости σ_{-1} соответствуют стали 40Х, максимальные значения — стали 30ХГТ при диаметре заготовки 50 мм.

Минимальное значение коэффициента K_σ концентрации напряжений соответствует галтели на валу из стали 40Х, максимальное значение — прессовой посадке на диаметре 50 мм для стали с пределом прочности $\sigma_в$ = 1200 МПа.

С этими аргументами выполнены расчеты ресурсов по функциям (3), (7) и приближенным соотношениям (9), (12) с ВБР 0,5 и 0,999. Номинальное напряжение σ_2 в формуле (1) принято равным 100 МПа для расчетных рядов Р1, Р2, Р3 и для позиции 1 расчетных рядов Р4, Р5. Результаты расчетов — расчетные ряды Р1—Р5 (табл. 2) представляют собой:

Р1 — уменьшение коэффициентов концентрации напряжений без изменения механических свойств материала по поз. 6 табл. 1;

Таблица 1

Ряды расчетных параметров выносливости легированных сталей

Расчетный параметр	Расчетная позиция										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\sigma_в$, МПа	730	807	884	961	1038	1115	1192	1269	1346	1423	1500
σ_{-1}, МПа	320	353	386	419	452	485	518	551	584	617	650
K_σ	5,20	4,82	4,44	4,06	3,68	3,30	2,92	2,54	2,16	1,78	1,40
d, мм	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60

Р2 — изменение механических свойств без изменения коэффициента концентрации напряжений по поз. 8 табл. 1;

Р3 — приближенную оценку ресурсов с изменением предела выносливости $\sigma_{-1д}$ детали при начальном значении $t_{дос}$ и m_σ из Р2;

Р4 — изменение диаметра d без изменения механических свойств по поз. 1 табл. 1 и с коэффициентом концентрации напряжений по Р2;

Р5 — приближенную оценку ресурсов с изменением диаметра d при начальном значении $t_{дос}$ и m_σ из Р4.

Результаты расчетов ресурсов по функциям (3), (7) и приближенным соотношениям (9), (12) представлены также на рис. 2 и 3.

Кривые Р1—0,5 и Р1—0,999 (см. рис. 2, *а*, *б*) характеризуют влияние повышения предела выносливости σ_{-1} путем снижения концентрации напряжений согласно формулам (2), (3), (7): на расчетной поз. 8 предел выносливости $\sigma_{-1д}$ становится больше минимальных напряжений σ_3 статистической модели (1); на расчетной поз. 9 — больше номинальных напряжений σ_2; на расчетной поз. 10 (см. табл. 2) — больше максимальных напряжений σ_1, а ресурс становится неограниченным.

Графики Р2—0,5 и Р2—0,999 показывают влияние повышения предела выносливости путем выбора материала: на расчетной поз. 6 $\sigma_{-1д}$ становится больше минимальных напряжений σ_3 статистической модели (1); на расчетных поз. 7 и 8 $\sigma_{-1д}$ увеличивается, не превосходя номинальных напряжений σ_2; на расчетной поз. 9 $\sigma_{-1д}$ становится больше номинальных напряжений σ_2, на расчетной поз. 10 (см. табл. 2) — больше максимальных напряжений σ_1, а ресурс становится неограниченным.

Кривые Р3—0,5 и Р3—0,999 (см. рис. 2, *а*, *б*) — приближенная оценка ресурса при повышении предела выносливости (9).

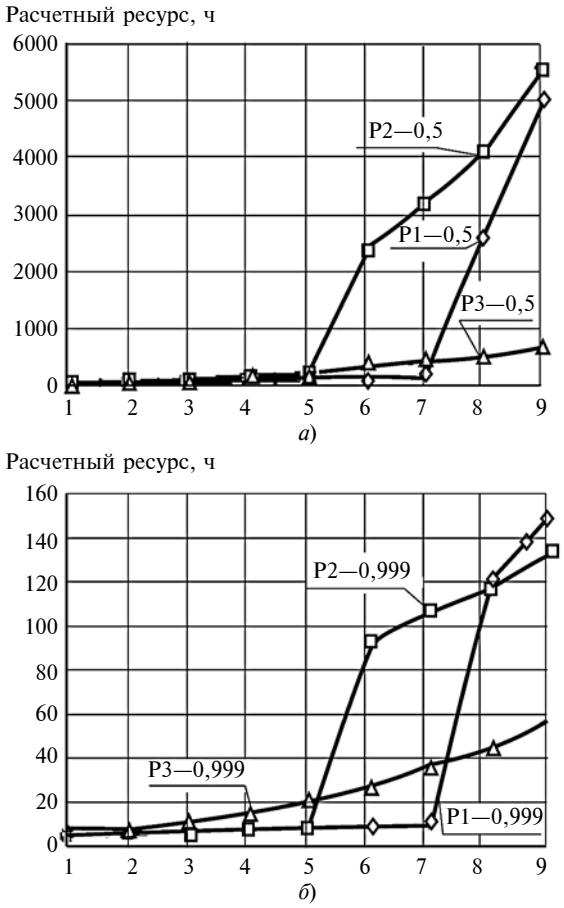


Рис. 2. Расчетные ресурсы при равных приращениях характеристик выносливости:

1—9 — позиции приращения характеристик выносливости

Кривые Р4—0,5 и Р4—0,999 (см. рис. 3, *а*, *б*) соответствуют расчету по функциям (2), (3), (7): при диаметре вала $d = 57$ мм минимальные напряжения σ_3 в статистической модели (1) становятся меньше предела выносливости $\sigma_{-1д}$ детали; при

Таблица 2

Функциональные и приближенные оценки ресурсов, ч, при изменении параметров выносливости и геометрии вала в расчетном сечении

Номер расчета	Расчетные позиции										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Расчеты ресурсов с ВБР 0,5, ч											
Р1—0,5	42	45	48	70	82	106	152	2588	4972	Н/О	Н/О
Р2—0,5	57	76	102	131	179	2380	3182	4080	5525	7179	Н/О
Р3—0,5	57	86	125	169	233	315	418	524	674	827	1037
Р4—0,5	48	60	75	95	111	139	169	517	661	814	1013
Р5—0,5	48	62	80	102	130	165	209	262	329	410	510
Расчеты ресурсов с ВБР 0,999, ч											
Р1—0,999	8,0	7,7	7,2	9,0	8,8	9,1	10,0	121,4	150,3	Н/О	Н/О
Р2—0,999	4,8	5,5	6,3	6,9	8,1	91,9	105,3	115,7	134,3	149,6	Н/О
Р3—0,999	4,8	7,2	10,6	14,2	19,6	26,5	35,2	44,2	56,8	69,6	87,3
Р4—0,999	4,1	5,1	6,3	8,0	9,4	11,8	14,3	43,7	55,9	68,8	85,7
Р5—0,999	4,1	5,3	6,8	8,7	11,1	14,1	17,8	22,4	28,1	35,0	43,5

Примечание. Н/О — неограниченный ресурс, достигнутый в ходе модернизации, когда все напряжения в статистической модели (1) становятся меньше предела выносливости детали ($\sigma_j < \sigma_{-1д}$).

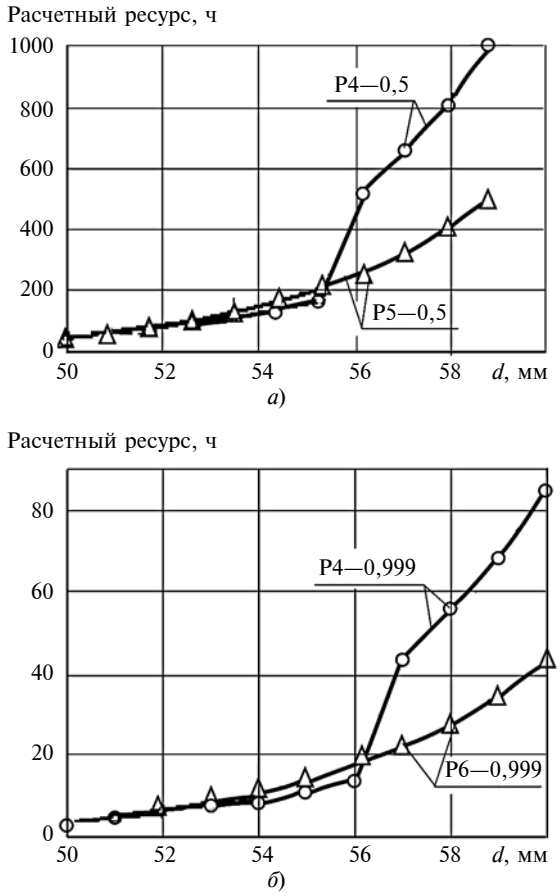


Рис. 3. Расчетные ресурсы с ВБР 0,5 (*а*) и 0,999 (*б*) при равных приращениях диаметра вала *d* = 50÷60 мм

d = 58÷60 мм напряжения σ_2 и σ_1 уменьшаются, оставаясь больше $\sigma_{-1д}$, — ресурс остается ограниченным.

Кривые P5—0,5 и P5—0,999 (см. рис. 3, *б*) — приближенная оценка ресурса при повышении диаметра d согласно формуле (12).

Из графиков увеличения ресурсов, рассчитанных с ВБР $P(t)$ = 0,999 (см. рис. 2, *б* и 3, *б*), следует, что приближенные оценки ресурсов по соотношениям (9) и (12) коррелируются со значениями функций (3) и (7) с различными отклонениями от них. В области малых ресурсов, где все $\sigma_j \geq \sigma_{-1д}$, т. е. все ступени гистограммы напряжений эффективны, отклонения достигают порядка 100 % (см. рис. 2, *б*, кривая P1—0,999), однако прослеживается тенденция ресурса к росту. Учитывая, что пределы выносливости даже стандартных образцов получают осреднением весьма разбросанных результатов испытаний [4], можно считать, что приближенные оценки по формулам (9) и (12) обладают достаточной точностью для суждения о тенденциях ресурса. При дальнейших приращениях аргументов напряжения ступеней гистограммы в статистической модели (1) становятся меньше предела выносливости детали ($\sigma_j < \sigma_{-1д}$), переставая влиять на ресурс, отчего он согласно формулам (3) и (7) ступенчато растет, в то время как приближенные оценки (9) и (12) растут как монотонные степенные зависимости, оставаясь меньше функций (3) и (7). Поэтому, если согласно приближенной оценке ресурс детали близок к достаточному, его следует уточнить расчетом по функциям (3) и (7). При достижении $t_{пов} \geq t$ задачу проектирования детали с расчетной ВБР, гарантирующей заданный ресурс, можно считать выполненной.

Таким образом, приближенные оценки ресурса в виде выражений (9)—(12) могут служить эффективным инструментом численной экспресс-оценки мер повышения ресурса деталей. Простота приближенных оценок позволяет оценить влияние всех доступных способов увеличения ресурса: конструктивных, технологических и их рационального сочетания. Использование приближенных оценок ресурса может быть одинаково успешным как для разработки технического или учебного проектов с заданным уровнем надежности [3], так и для повышения ресурса деталей по результатам полевых тензометрических экспериментов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пронников А. С.** Параметрическая надежность машин. М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2002. 560 с.
2. **Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П.** Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник. М.: Машиностроение, 1985. 224 с.
3. **Волков Д. П., Николаев С. Н.** Надежность строительных машин и оборудования: Учеб. пособие для студентов вузов. М.: Высшая школа, 1979. 400 с.
4. **Андросов А. А.** Надежность технических систем: Учеб. пособие. Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2000. 169 с.
5. **Спиченков В. В., Андросов А. А.** Методы технических экспериментов: Учеб. пособие. Ростов н/Д: ДГТУ, 1993. 120 с.
6. **Маньшин Ю. П., Маньшина Е. Ю.** Объективизация расчетов надежности при проектировании СХМ и оборудования // Состояние и перспективы развития с/х машиностроения: материалы 6-й междунар. науч.-практ. конф. (26 февраля — 1 марта 2013 г., г. Ростов н/Д. В рамках 16-й междунар. агропром. выставки "Интерагромаш-2013"). Ростов н/Д: [Б. и.], 2013. 457 с.
7. **Маньшин Ю. П.** Проектирование технических систем с заданным уровнем надежности: Учебное пособие. Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2013. 92 с.
8. **Маньшин Ю. П., Маньшина Е. Ю.** Расчет параметров надежности технической системы на заключительных стадиях проекта // Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения: Материалы 7-й междунар. науч.-практ. конф. (25—27 февраля 2014 г., г. Ростов н/Д. В рамках 17-й междунар. агропром. выставки "Интерагромаш-2014", Ростов н/Д).
9. **Расчеты** надежности машин и механизмов: Учеб. пособие. Ростов н/Д: ДГТУ, 2012. http://de.dstu.edu.ru/CDOSite/Pages/Kafedra.aspx?idk=40. Рег. № 911 от 05.06.2012.
10. **Детали** машин. Расчет и конструирование: Справочник. Т. 1 / Под ред. Н. С. Ачеркана. М.: Машиностроение, 1968. 440 с.

УДК 621.74.047.06:001.573

А. Л. СОТНИКОВ, д-р техн. наук, С. Н. ЦАРЕНКО, канд. техн. наук (Донецкий национальный технический университет), e-mail: 0713019870@mail.ru

Математическая модель и методика синтеза упругих элементов рессорного механизма качания кристаллизатора МНЛЗ

Разработаны математическая модель и метод расчета упругих элементов современных рессорных механизмов качания кристаллизаторов машин непрерывного литья заготовок. При разработке модели учитывали конструктивные особенности упругих элементов, схемы их нагружения, режимы работы механизма качания. Методика синтеза упругих элементов, основанная на рассмотренной математической модели, позволяет осуществлять расчет и исследование напряженно-деформированного состояния элементов механизмов качания, выполненных в виде листовых и стержневых рессор с наперед заданной точностью.

Ключевые слова: машина непрерывного литья заготовок, механизм качания кристаллизатора, упругий элемент, схема нагружения, напряженно-деформированное состояние, рессора.

The mathematical model and analysis method of elastic elements of modern spring mould oscillating systems of continuous-casting machines are developed. At the development of the model, the structural features of elastic elements, their loading schemes, operating mode of an oscillating system are taken into account. The synthesis methodic of elastic elements, based on the considered mathematical model, allows to perform analysis and research of stress-strain state of oscillating system elements, made in the shape of sheet and bar springs with specified accuracy.

Keywords: continuous-casting machine, mould oscillating system, elastic element, loading scheme, stress-strain state, spring.

Применение упругих элементов в современных конструкциях рессорных механизмов качания кристаллизаторов машин непрерывного литья заготовок (МНЛЗ) объясняется их способностью совместно с демпфером снижать динамическое воздействие (удары и вибрации от технологического процесса) на корпусную часть оборудования, а также возможностью играть роль направляющих устройств для передачи движения от привода механизма качания к кристаллизатору. Упругие элементы также позволяют сократить число и даже полностью отказаться от кинематических пар в виде шарниров (узлов трения) в конструкции механизмов качания путем применения так называемых упругих шарниров. Постановка задачи динамического синтеза таких механизмов является нетрадиционной. Так как на практике конструкции упругих элементов (направляющие и шарниры) механизмов качания в отличие от существующих расчетных схем являются статически неопределимыми системами, то решение данной задачи на основе теории упругости — актуальная научная проблема.

Качество литых заготовок и производительность МНЛЗ, а также стабильность и безопасность процесса разливки стали во многом зависят от работы кристаллизатора и его механизма качания, а точнее от обеспечиваемых им параметров колебательного движения кристаллизатора МНЛЗ. В числе этих параметров закон, частота и амплитуда колебательного движения кристаллизатора, а также направление его движения вдоль линии вытягивания непрерывнолитого слитка из кристаллизатора (технологической оси ручья МНЛЗ) [1, 2].

Рессорный механизм качания кристаллизатора представляет собой деформируемую абсолютно упругую механическую систему, что позволяет теоретически хорошо компенсировать динамические нагрузки при снижении коэффициента запаса прочности и массы звеньев механизма на фоне повышения общей надежности его конструкции [1, 3]. Такая конструкция механизма качания позволяет увеличить скорость вытягивания слитка из кристаллизатора МНЛЗ с пропорциональным увеличением частоты и уменьшением амплитуды колебаний кристаллизатора непосредственно в процессе непрерывного литья заготовок.

Расчет рессорного механизма качания основан на принципах получившего широкое распространение расчета рычажного механизма качания, т. е. также учитывается, как правило, только максимально возможное усилие вытягивания слитка и предполагается гармонический закон колебательного движения кристаллизатора МНЛЗ [1, 3, 4]. В результате масса подвижных звеньев механизма качания остается значительной, приведенная мощность привода рессорного механизма соизмерима с приведенной мощностью привода рычажного механизма на фоне сокращения общего числа звеньев (в том числе подвижных) и узлов механизма с соответствующим незначительным уменьшением его общей массы.

Особенностью конструкции листовых рессор является их значительная гибкость, что приводит к существенному снижению изгибающего момента в сечениях рессоры и выводит ее за пределы классической схемы балки, работающей на поперечный

изгиб. С другой стороны, модель гибкой нити также не отражает в полной мере специфику работы рессоры. Таким образом, при исследовании напряженно-деформированного состояния (НДС) рессору следует рассматривать как стержень, испытывающий продольно-поперечный изгиб. Известная модель продольно-поперечного изгиба стержней учитывает продольное усилие как величину известную [5], однако в данном случае продольная составляющая усилия возникает вследствие удлинения стержня от поперечной деформации, т. е. непосредственно использовать существующую модель для данной задачи нельзя.

Цель настоящей работы — разработка математической модели расчета НДС упругих элементов рессорного механизма качания кристаллизатора МНЛЗ как статически неопределимого стержня, находящегося в состоянии продольно-поперечного изгиба.

Исследование современных рессорных механизмов качания МНЛЗ

На рис. 1, *а*, *б* показаны современные рессорные механизмы качания сортовой и блюмовой МНЛЗ. В приведенных конструкциях механизма качания используются продольные и поперечные листовые рессоры, работающие в вертикальном направлении (см. рис. 1, *а*), а также вертикально расположенные рессоры, выполняющие функции упругих шарниров (см. рис. 1, *б*).

Действие со стороны подвижной части оборудования на рессору приводится к главному вектору P системы сил и главному моменту M. Для исследования НДС используем принцип суперпозиций, т. е. независимо исследуем действие силы P и момента M пары сил.

Рассмотрим работу конструкции рессоры согласно расчетной схеме, приведенной на рис. 2. Представленная система состоит из двух участков и является трижды статически неопределимой. Существующие методы раскрытия статической неопределимости основываются на пропорциональной зависимости искомых величин от соответствующих силовых (метод перемещений) или деформационных (метод сил) факторов [6], в связи с чем использование данных методов для определения продольной (горизонтальной) составляющей реакции не представляется возможным, так как она связана с деформациями известными дифференциально-интегральными зависимостями [7]:

$$\frac{\mathrm{d}^2 y}{\mathrm{d}x^2} - \frac{N}{EJ} y = \frac{M(x)}{EJ}; \qquad (1)$$

$$\int_0^l \sqrt{1 + \left(\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}x}\right)^2}\, \mathrm{d}x - l = \frac{Nl}{EA}, \qquad (2)$$

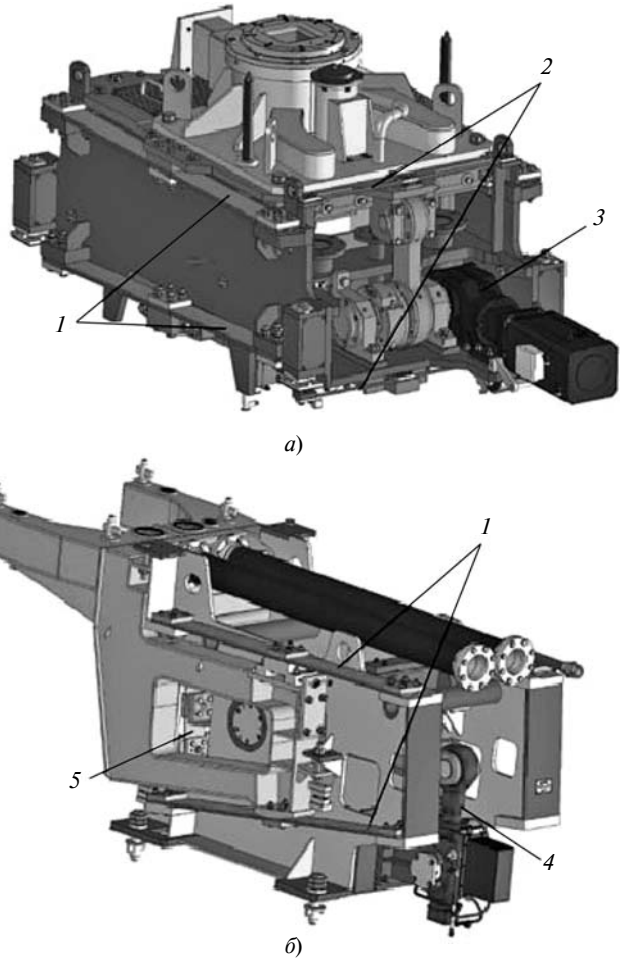


Рис. 1. Рессорные механизмы качания кристаллизатора сортовой (*а*) и блюмовой (*б*) МНЛЗ:

1 — продольные рессоры; *2* — поперечные рессоры; *3* — механический привод; *4* — гидравлический привод; *5* — вертикальные рессоры

где y — поперечное перемещение; x — продольная координата; N — продольное усилие; E — модуль упругости; J — осевой момент инерции поперечного сечения; A — площадь поперечного сечения; M — изгибающий момент; l — длина участка рессоры.

Уравнение (1) — дифференциальное уравнение продольно-поперечного изгиба балки. Уравнение (2) определяет продольную деформацию, т. е. удлинение рессоры.

Вначале рассмотрим только действие поперечной силы P. Для решения задачи воспользуемся условием симметрии конструкции и представим расчетную схему (см. рис. 2) в виде, приведенном на рис. 3. Для определения продольного усилия используем метод последовательных приближений, который основывается на том, что наличие продольной нагрузки при любом ее значении приводит к уменьшению деформации (момент силы N всегда направлен противоположно моменту силы P). Таким образом, задаваясь произвольным значением

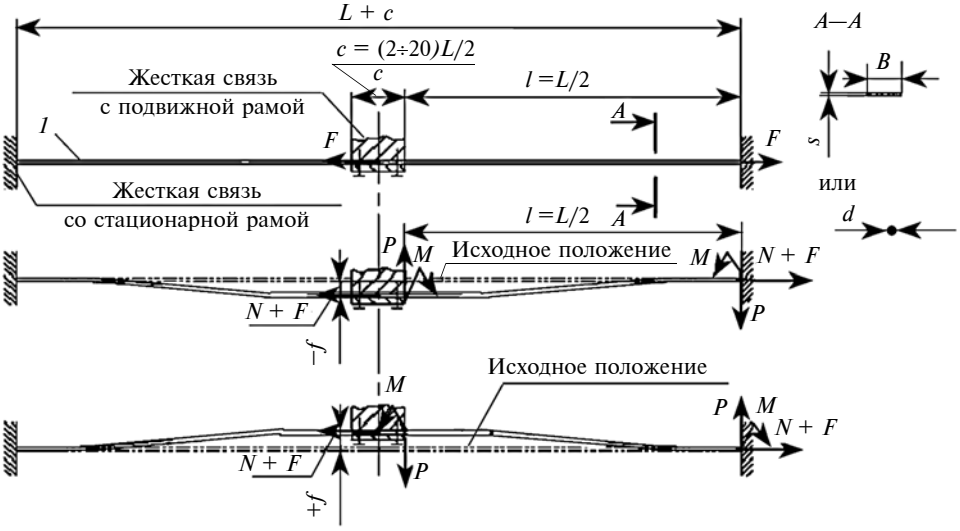


Рис. 2. Расчетная схема рессоры механизма качания:

1 — рессора; *L* — длина рессоры; *B* и *s* — ширина и толщина листовой рессоры; *d* — диаметр стержневой рессоры; *f* — заданное смещение; *N* — сила растяжения от прогиба рессоры; *F* — дополнительное внешнее усилие

N_{01}, в первом приближении принимаем $N_{10} = N_{01}$. При наличии предварительного растяжения $N_{10} = F$ (в этом случае N_{01} можно принять равным 0) из уравнения (1) определяем деформацию, а из выражения (2) — значение N_{11}, соответствующее данной деформации. Сравниваем найденные значения:

$$\Delta N = \frac{|N_{11} - N_{01}|}{N_{11}} 100, \ \%.$$

При $\Delta N > 1$ % процедуру повторяем, принимая в новом приближении для определения деформации из выражения (1) $N_{20} = N_{11} + F$. Значение N с точностью до 1 % находится за 3—5 циклов.

Практика проектировочного расчета предполагает две постановки задачи:

1) при заданных геометрических параметрах рессоры и нагрузках требуется определить значение деформаций;

2) при заданных геометрических параметрах рессоры и значении прогиба требуется определить нагрузки.

Уравнения изогнутой оси и углов поворота балки по методу начальных параметров для случая продольно-поперечного изгиба имеют вид [5, 8]:

$$\left.\begin{aligned} y(x) &= y_0 - \frac{M_0}{k^2 EJ}(1 - \mathrm{ch}kx) + \frac{P}{2k^3 EJ}(kx - \mathrm{sh}kx); \\ \theta(x) &= \frac{M_0}{kEJ}\mathrm{sh}kx + \frac{P}{2k^2 EJ}(1 - \mathrm{ch}kx); \\ k &= \sqrt{\frac{N}{EJ}}, \end{aligned}\right\} \quad (3)$$

где y_0 и M_0 — прогиб и изгибающий момент посередине пролета балки, которые определяются из граничных условий $y(l) = 0$, $\theta(l) = 0$:

$$y_0 = -\frac{P}{2k^3 EJ}\left(\frac{(1 - \mathrm{ch}kl)^2}{\mathrm{sh}kl} + kl - \mathrm{sh}kl\right),$$

$$M_0 = P\frac{\mathrm{ch}kl - 1}{2k\mathrm{sh}kl}.$$

Для сокращения числа варьируемых параметров был введен ряд обозначений для безразмерных величин:

$\xi = \frac{x}{l}$ — безразмерная координата;

$\tilde{N} = \frac{N}{EF}$ — безразмерное продольное усилие;

$\tilde{P} = \frac{P}{EF}$ — безразмерная нагрузка;

$\psi = \frac{l}{i_z}$ — гибкость $\left(i_z^2 = \frac{J}{A}\right.$ — осевой радиус инерции сечения; для полосы $i_z = \frac{s}{2\sqrt{3}}$, где s — толщина полосы$\left.\right)$.

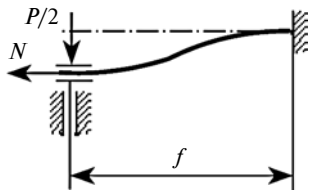


Рис. 3. Расчетная схема рессоры с учетом продольного усилия *N*

С учетом принятых обозначений и найденных начальных параметров, уравнения (3) примут вид:

$$\frac{y(\xi)}{l} = \frac{\tilde{P}}{2\tilde{N}^{3/2}\psi}\left(-\frac{(1-\operatorname{ch}\tilde{N}^{1/2}\psi)^2}{\operatorname{sh}\tilde{N}^{1/2}\psi} - \tilde{N}^{1/2}\psi + \right.$$

$$+ \operatorname{sh}\tilde{N}^{1/2}\psi - \frac{\operatorname{ch}\tilde{N}^{1/2}\psi - 1}{\operatorname{sh}\tilde{N}^{1/2}\psi}(1 - \operatorname{ch}\tilde{N}^{1/2}\psi\xi) +$$

$$\left. + (\tilde{N}^{1/2}\psi\xi - \operatorname{sh}\tilde{N}^{1/2}\psi\xi)\right); \qquad (4)$$

$$\theta(\xi) = \frac{\tilde{P}}{2\tilde{N}}\left(\frac{\operatorname{ch}\tilde{N}^{1/2}\psi - 1}{\operatorname{sh}\tilde{N}^{1/2}\psi}\operatorname{sh}\tilde{N}^{1/2}\psi\xi + \right.$$

$$\left. + (1 - \operatorname{ch}\tilde{N}^{1/2}\psi\xi)\right). \qquad (5)$$

Тогда выражение (2) для i-го приближения с учетом того, что $\sqrt{1+\left(\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}x}\right)^2} \approx 1 + \frac{1}{2}\left(\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}x}\right)^2$, можно представить в виде:

$$\tilde{N}_{i1} = \frac{\tilde{P}^2}{8\tilde{N}_{i0}^2}\int_0^1\left(\frac{\operatorname{ch}\tilde{N}_{i0}^{1/2}\psi - 1}{\operatorname{sh}\tilde{N}_{i0}^{1/2}\psi}\operatorname{sh}\tilde{N}_{i0}^{1/2}\psi\xi + \right.$$

$$\left. + (1 - \operatorname{ch}\tilde{N}_{i0}^{1/2}\psi\xi)\right)^2 \mathrm{d}\xi. \qquad (6)$$

В первом приближении продольное усилие можно определить через деформацию балки при поперечном изгибе ($N = 0$) от нагрузки $P = 1$ Н, что позволит сократить число циклов в приближениях:

$$\tilde{N}_{01} = \frac{\psi^4}{960(EA)^2}. \qquad (7)$$

Таким образом, при заданном значении P, определив величину продольного усилия, можно построить эпюры деформаций (4), (5) и усилий:

$$\frac{M(x)}{Pl} =$$

$$= \frac{1}{2\tilde{N}^{1/2}\psi}\left(\frac{\operatorname{ch}\tilde{N}^{1/2}\psi - 1}{\operatorname{sh}\tilde{N}^{1/2}\psi}\operatorname{ch}\tilde{N}^{1/2}\psi\xi - \operatorname{sh}\tilde{N}^{1/2}\psi\xi\right);$$

$$\frac{Q(x)}{P} = \frac{1}{2}\left(\frac{\operatorname{ch}\tilde{N}^{1/2}\psi - 1}{\operatorname{sh}\tilde{N}^{1/2}\psi}\operatorname{sh}\tilde{N}^{1/2}\psi\xi - \operatorname{ch}\tilde{N}^{1/2}\psi\xi\right). \qquad (8)$$

Если в качестве искомой величины принять нагрузку P, то уравнение (6) примет вид:

$$\tilde{N}_{i1} = \frac{\tilde{y}_{\max}^2\tilde{N}_{i0}\psi^2}{2} \times$$

$$\times \frac{\operatorname{sh}^2\tilde{N}_{i0}^{1/2}\psi}{\left((1-\operatorname{ch}\tilde{N}_{i0}^{1/2}\psi)^2 + (\tilde{N}_{i0}^{1/2}\psi - \operatorname{sh}\tilde{N}_{i0}^{1/2}\psi)\operatorname{sh}\tilde{N}_{i0}^{1/2}\psi\right)^2} \times$$

$$\times \int_0^1\left(\frac{\operatorname{ch}\tilde{N}_{i0}^{1/2}\psi - 1}{\operatorname{sh}\tilde{N}_{i0}^{1/2}\psi}\operatorname{sh}\tilde{N}_{i0}^{1/2}\psi\xi + (1 - \operatorname{ch}\tilde{N}_{i0}^{1/2}\psi\xi)\right)^2 \mathrm{d}\xi,$$

где $\tilde{y}_{\max} = f/l$ — относительный прогиб.

После уточнения значения продольного усилия находим поперечную силу

$$\tilde{P} = 2\tilde{y}\,\tilde{N}^{3/2}\psi \times$$

$$\times \frac{\operatorname{sh}\tilde{N}^{1/2}\psi}{-(1-\operatorname{ch}\tilde{N}^{1/2}\psi)^2 - (\tilde{N}^{1/2}\psi - \operatorname{sh}\tilde{N}^{1/2}\psi)\operatorname{sh}\tilde{N}^{1/2}\psi}.$$

Эпюры деформаций и усилий, как и в предыдущем случае, строятся по зависимостям (4), (5), (8).

Рассмотрим пример: рессора сечением $B \times s = 100 \times 4$ мм^2, длиной $L = 1{,}32$ м ($l = 1{,}32/2 = 0{,}66$ м) нагружена силой $P = 80$ Н; требуется определить ее максимальный прогиб. В безразмерных величинах характеристики рессоры будут следующими:

$$\tilde{P} = \frac{80}{2\cdot 10^{11}\cdot 400\cdot 10^{-6}} = 10^{-6};$$

$$\psi = 2\sqrt{3}\,\frac{0{,}66}{4\cdot 10^{-3}} = 572.$$

Задаемся значением продольного усилия (7):

$$\tilde{N}_{01} = \frac{572^4}{960(8\cdot 10^7)^2} = 1{,}74\cdot 10^{-8}.$$

С использованием описанной методики в программном комплексе MathCAD определяем уточненное значение относительного продольного усилия $\tilde{N} = 2{,}97\cdot 10^{-5}$, которое существенно отличается от предварительно принятого. Максимальное значение прогиба можно найти по зависимости:

$$\tilde{y}_{\max} = \frac{f}{l} =$$

$$= \frac{\tilde{P}}{2\tilde{N}^{3/2}\psi}\left(-\frac{(1-\operatorname{ch}\tilde{N}^{1/2}\psi)^2}{\operatorname{sh}\tilde{N}^{1/2}\psi} - \tilde{N}^{1/2}\psi + \operatorname{sh}\tilde{N}^{1/2}\psi\right).$$

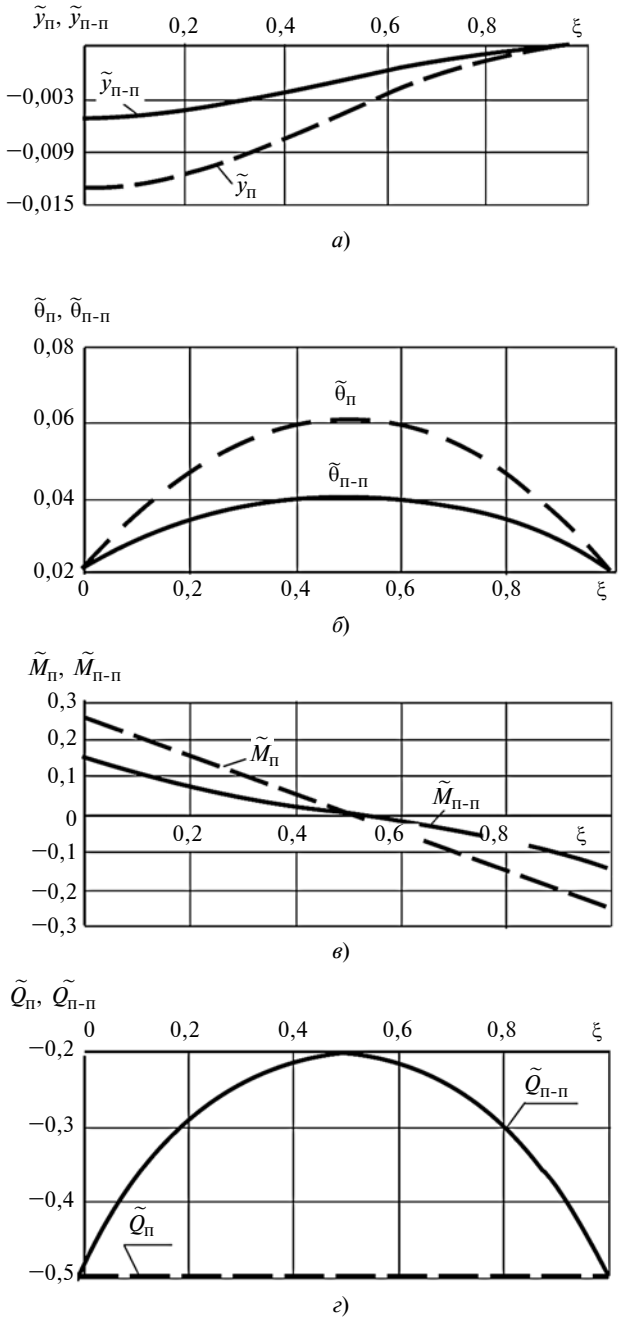


Рис. 4. Эпюры: прогибов (*а*), углов поворота (*б*), моментов (*в*), поперечных сил (*г*)

Для приведенного примера $\tilde{y}_{max} = 7{,}01 \cdot 10^{-3}$. Тогда абсолютный прогиб рессоры составит:

$$f = \tilde{y}_{max}\, l = 7{,}01 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}66 =$$
$$= 4{,}63 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 4{,}63 \text{ мм}.$$

На рис. 4, *а—г* приведены эпюры относительных значений прогибов ($\tilde{y}_п$, $\tilde{y}_{п-п}$), углов поворота ($\tilde{\theta}_п$, $\tilde{\theta}_{п-п}$), моментов ($\tilde{M}_п$, $\tilde{M}_{п-п}$) и поперечных сил ($\tilde{Q}_п$, $\tilde{Q}_{п-п}$) для случаев поперечного изгиба (индекс "п") и продольно-поперечного изгиба (индекс "п-п") в соответствии со схемой на рис. 3.

Из рис. 4, *а*, *б* видно, что для конструкции с принятыми параметрами вследствие действия продольного усилия деформации уменьшаются в 2 раза, а максимальный изгибающий момент в сечениях рессоры снижается на 40 %. Из этого следует, что классическая модель расчета упругих элементов механизмов качания кристаллизаторов МНЛЗ не отражает реальный характер их работы.

Аналогичный подход можно использовать для расчета рессоры на воздействие момента пары сил.

Таким образом, созданы теоретические основы проектирования статически неопределимых упругих элементов (направляющих и шарниров) рессорного механизма качания кристаллизатора МНЛЗ путем разработки математической модели НДС элементов и метода раскрытия статической неопределимости, который обеспечивает определение НДС упругих элементов в зависимости от их формы и размеров, схем нагружения и режимов работы с наперед заданной точностью. На основе данных положений разработана методика синтеза упругих элементов в виде листовых и стержневых рессор современных рессорных механизмов качания кристаллизатора МНЛЗ. Дальнейшим направлением исследований является разработка лабораторного стенда для исследования НДС при различных схемах нагружения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Проблемы** совершенствования оборудования машин непрерывного литья заготовок / Е. Н. Смирнов, А. Л. Сотников, Н. А. Родионов, А. Стефаник // Metallurgy 2012. New Technologies and Achievements. Seria: Monografie. N. 25. Czestochowa. 2012. P. 69—76.
2. **Сотников А. Л.** Задачи и методы контроля и диагностирования технологического оборудования МНЛЗ // Металлургические процессы и оборудование. 2014. № 3. С. 33—44.
3. **Еланский Г. Н., Гончаревич И. Ф.** Оптимизация режимов работы кристаллизаторов МНЛЗ // Сталь. 2006. № 10. С. 18—21.
4. **Еланский Г. Н., Гончаревич И. Ф.** Совершенствование режимов работы кристаллизаторов МНЛЗ // Сталь. 2011. № 1. С. 14—21.
5. **Шевченко Ф. Л.** Механика упругих деформируемых систем. Ч. 1. Напряженно-деформированное состояние стержней. Донецк: ДонНТУ, 2006. 293 с.
6. **Дарков А. В., Шапошников Н. Н.** Строительная механика: Учеб. для строит. спец. вузов. 8-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1986. 607 с.
7. **Тимошенко С. П.** Сопротивление материалов. В 2 т. Т. 1. Элементарная теория и задачи. М.: Наука, 1965. 368 с.
8. **Бидерман В. Л.** Механика тонкостенных конструкций. Статика. М.: Машиностроение, 1977. 488 с.

УДК 621.578

П. Л. ПАВЛОВА, П. М. КОНДРАШОВ, канд. техн. наук,
А. В. ЛЫСЯННИКОВ, канд. техн. наук (Сибирский федеральный университет, г. Красноярск), e-mail: praskovva2611@yandex.ru

Сопоставление экспериментальных данных с теоретическими значениями распределения температуры вдоль пластины

Проанализированы существующие аналитические уравнения для расчета распределения температуры от действия точечного источника теплоты вдоль поверхности пластины. Проведено сравнение экспериментальных значений с теоретическими, полученными по формуле, выведенной для расчета распределения температуры вдоль поверхности пластины при разработке скважинного термоэлектрического устройства, что позволило установить зависимость предлагаемого уравнения от расчета коэффициента теплоотдачи.

Ключевые слова: распределение, температура, термоэлектрический элемент, пластина, экспериментальные данные, теоретические данные

The existing analytical equations for analysis of temperature distribution from action of point heat source along plate surface are analyzed. The comparison of experimental values with theoretical ones, obtained by the formula, derived for analysis of temperature distribution along plate surface at development of a bore thermoelectric device, is carried out, which allowed to determine the dependency of the suggested equation from heat exchange coefficient analysis.

Keywords: distribution, temperature, thermoelectric element, plate, experimental data, theoretical data.

Оттаивание многолетнемерзлых пород, связанное с потеплением климата и антропогенным воздействием на грунт, во время строительства и эксплуатации скважин приводит к техногенным авариям и аварийным ситуациям (рис. 1) [1—3].

Наряду с существующим термозащитным оборудованием необходимо создать новую специальную технику, которая могла бы управлять и своевременно реагировать на процессы теплообмена в системе "скважина — мерзлая порода". На наш взгляд, такое устройство может быть разработано на основе термоэлектрического элемента с использованием распределения температуры вдоль теплопроводной поверхности с принципом наложения, т. е. сложения температур от отдельных источников. Данный вопрос изучен недостаточно, и по-нашему мнению, из-за этого термоэлектрические элементы не применяют широко в тех областях, в которых можно было бы использовать данный эффект. Поэтому для инженерных расчетов необходимо вывести простую аналитическую формулу для приближенного расчета распределения температуры вдоль поверхности.

Анализ аналитических моделей показал, что для расчета точечного распределения температуры вдоль поверхности имеется уравнение Грина, которое описывает распределение температуры от мгновенного источника теплоты [4, 5]:

$$t = -\frac{Q}{2F_{\text{пл}}\rho c\sqrt{\pi\tau a}}\,\mathrm{e}^{-\frac{z^2}{4a\tau}} + t_{\text{окр}}, \quad (1)$$

где Q — введенное количество теплоты, Вт; $F_{\text{пл}}$ — площадь сечения пластины, м^2; ρ — плотность материала пластины, кг/м^3; c — удельная теплоемкость, Дж/(кг · °С); τ — время, отсчитанное с момента введения теплоты, с; a — коэффициент температуропроводности, м^2/с; z — рассматриваемая длина пластины, м; $t_{\text{окр}}$ — температура окружающей среды, °С.

Уравнение (1) не учитывает теплоотдачу с поверхности: распределение температуры рассчитывается в зависимости от количества теплоты, введенного за малый промежуток времени.

а) *б*)

Рис. 1. Аварийные ситуации на нефтяных и газовых скважинах в районах с многолетнемерзлой породой:

а — провал фонтанной арматуры [2]; *б* — воронка и обводнение приустьевой зоны скважины [3]

В нашем случае будет корректно использовать понятие непрерывно действующего источника теплоты. Для данного случая имеется усовершенствованная функция Грина, когда температура определяется интегрированием выражения (1) по времени [5]:

$$t = -\frac{Q}{2\pi\lambda z}\left(1 - \frac{2}{\sqrt{\pi}}\int_0^u e^{-u^2}\,du\right) + t_{окр}, \qquad (2)$$

где $u = \sqrt{\frac{z^2}{4a\tau}}$; λ — коэффициент теплопроводности материала пластины, Вт/(м · °С).

Уравнение (2) для инженерных и конструкторских разработок громоздкое. Кроме того, при расчете по уравнению (2) не учитывается коэффициент теплоотдачи от поверхности.

Поэтому для инженерных расчетов предлагается уравнение распределения температуры вдоль пластины для стационарного процесса с учетом коэффициента теплоотдачи [6]:

$$t = -\frac{Q\delta}{2F_м\lambda}\sqrt{\frac{\alpha}{\delta\pi\lambda}}\, e^{-\frac{\alpha z^2}{\frac{\delta\lambda}{4}}} + t_{окр}, \qquad (3)$$

где α — коэффициент теплоотдачи пластины и окружающей среды, Вт/(м^2 · °С); δ — толщина стенки пластины, м; $F_м$ — площадь воздействия введенного количества теплоты, м^2.

Для экспериментального исследования распределения температуры вдоль поверхности пластины разработана лабораторная установка, представленная на рис. 2.

Опыты проводили при температуре окружающей среды 20 и 3 °С. Отвод теплоты от горячей стороны термоэлектрического элемента происходил путем естественной конвекции и охлаждения водой без принудительной циркуляции.

Обработка результатов эксперимента показала, что характер распределения температуры по длине пластины похож на распределения Гаусса (рис. 3). Также установлено, что предлагаемое уравнение (3) значительно зависит от расчета коэффициента теплоотдачи. Значения коэффициента теплоотдачи при конвективном теплообмене пластины с воздухом составляют α = = 1÷50 Вт/(м^2 · °С) [7, 8]. На рис. 4 представлены кривые распределения температуры вдоль поверхности пластины в зависимости от теоретического значения коэффициента теплоотдачи в диапазоне α = 3÷50 Вт/(м^2 · °С) и экспериментальная кривая (поз. *1*).

Теоретическое значение коэффициента теплоотдачи от поверхности пластины, как прави-

Рис. 2. Лабораторная установка для исследования процесса распределения температуры вдоль поверхности пластины:

1 — пластина из алюминия Д16 ГОСТ 4784—97; *2* — комплекс оборудования для измерения температуры; *3* — алюминиевый радиатор; *4* — термоэлектрический элемент TEC1-12715; *5* — компьютер; *6* — блок питания

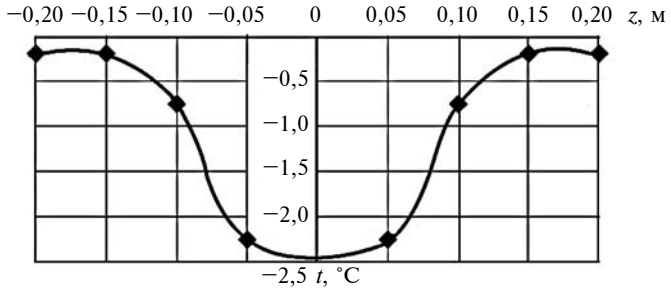


Рис. 3. Экспериментальные распределения температуры по длине пластины при охлаждении горячей стороны термоэлектрического элемента водой без принудительной циркуляции

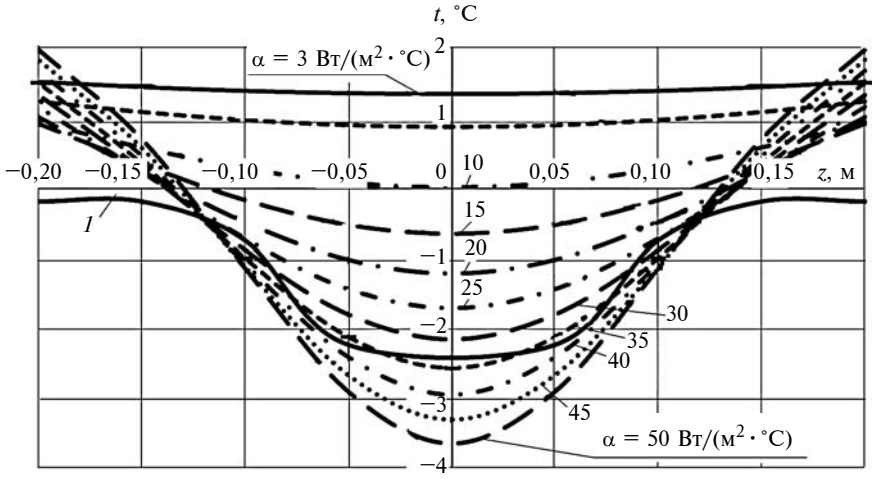


Рис. 4. Расчетные распределения температуры вдоль поверхности пластины в зависимости от теоретического значения коэффициента α теплоотдачи и экспериментальная кривая *1*

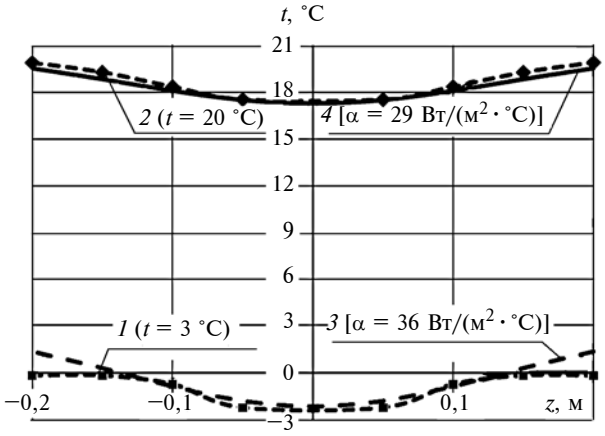


Рис. 5. Экспериментальные (*1* и *2*) зависимости *t*(*z*) и теоретические (*3* и *4*) зависимости, полученные по формуле (3) с поправочным коэффициентом *k* для теоретического значения коэффициента α теплоотдачи

ло, определяют из критериальных уравнений, полученных на основе теории подобия и размерностей. Для условий свободной конвекции газа при ламинарном течении среды принимают критерий Нуссельта [7, 8]:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}75(\mathrm{Gr}\cdot\mathrm{Pr}_f)^{0{,}25}\left(\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_w}\right), \quad (4)$$

где Gr — критерий Красгофа; Pr_f — критерий Прандтля для температуры потока газа; Pr_w — критерий Прандтля для температуры стенки.

Для газовой среды поправку, учитывающую зависимость физических свойств от температуры, считают равной 1:

$$\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_w} = 1.$$

Далее рассчитывают коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = \frac{\mathrm{Nu}\lambda}{l} = 1, \quad (5)$$

где l — длина пластины, м.

При температуре окружающего воздуха 20 и 3 °С со свободной конвекцией теоретические значения коэффициента теплоотдачи составили соответственно 2,9 и 3,6 Вт/(м^2 · °С). Как показало сопоставление экспериментальных и теоретических данных, теоретическое значение коэффициента α теплоотдачи в 10 раз меньше экспериментального. При увеличении коэффициента теплоотдачи экспериментальные данные хорошо согласуются с результатами расчета по предлагаемой формуле (3) (рис. 5).

Поэтому при расчете решено ввести поправочный коэффициент k, который бы учитывал различие теоретических и экспериментальных значений коэффициента теплоотдачи для различных случаев:

$$\alpha_{\mathrm{р}} = k\alpha_{\mathrm{т}}.$$

Несовпадение теоретических и экспериментальных данных при z = 0,15÷0,20 м можно объяснить тем, что с течением времени коэффициент теплоотдачи будет зависеть от температуры на поверхности пластины, так как на параметры критериального уравнения (4) влияет температура среды.

Заключение

В статье проанализированы существующие аналитические уравнения для расчета распределения температуры от действия точечного источника теплоты вдоль поверхности пластины. Сравнение экспериментальных данных с результатами, полученными по предлагаемой формуле (3), позволило установить, что при увеличении в 10 раз теоретического значения коэффициента теплоотдачи α экспериментальные данные хорошо согласуются со значениями, полученными по формуле (3). Поэтому для учета различия теоретических и экспериментальных данных решено ввести поправочный коэффициент k для теоретического значения коэффициента теплоотдачи, рассчитанного по критериальному уравнению (5). Несовпадение теоретических и экспериментальных данных в конце длины пластины можно объяснить появлением с течением времени зависимости коэффициента теплоотдачи от температуры на поверхности пластины, так как температура среды влияет на параметры критериального уравнения (4).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Медведский Р. И.** Строительство и эксплуатация скважин на нефть и газ в вечномерзлых породах. М.: Недра, 1987. 230 с.
2. **Доклад** на конференции: "Ямал нефтегаз. Комплексное освоение нефтегазовых месторождений Ямала и прилегающих акваторий: привлечение инвестиций и передовых технологий". [Электронный ресурс]: ООО "АрхГеоком". URL: http://arhgeo.com/home/about.
3. **Горелик Я. Б., Солдатов П. В., Селезнев А. А.** Инженерно-геокриологические условия Ямбургского газоконденсатного месторождения и динамика состояния кустовых площадок эксплуатационных скважин // Криосфера Земли. 2015. № 1. С. 58—69.
4. **Араманович И. Г., Левин В. И.** Уравнения математической физики: Учеб. пособие для вузов. М.: Наука, 1969. 287 с.
5. **Фролов В. В., Винокуров В. А., Волченко В. Н.** Теоретические основы сварки: Учеб. пособие для вузов. М.: Высш. школа, 1970. 592 с.
6. **Павлова П. Л., Кондрашов П. М., Зеньков И. В.** Результаты исследования изменения температуры устьевой нефтегазовой трубы при использовании термоэлектрического устройства для охлаждения // Вестник ИрГТУ. 2016. № 4. С. 46—53.
7. **Беннет К. О., Майерс Дж.** Гидродинамика, теплообмен и массообмен. М.: Наука, 1966. 722 с.
8. **Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С.** Теплопередача: Учеб. пособие для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Энергия, 1975. 488 с.

УДК 621.891

М. А. МУКУТАДЗЕ, д-р техн. наук, Е. О. ЛАГУНОВА, канд. техн. наук, А. Н. ГАРМОНИНА, В. В. ВАСИЛЕНКО
(ФГБОУ ВО РГУПС, г. Ростов-на-Дону), e-mail: murman1963@yandex.ru

Радиальный подшипник скольжения с податливой опорной поверхностью[1]

Предложен метод формирования расчетных гидродинамических моделей радиальных подшипников с учетом деформации опорной поверхности подшипника, работающего на несжимаемом электропроводящем смазочном материале. Получены аналитические зависимости для основных рабочих характеристик подшипника. Дана оценка влияния упругогидродинамического параметра на несущую способность и силу трения.

Ключевые слова: радиальный подшипник скольжения, гидродинамика, несжимаемый жидкий гидродинамический смазочный материал, опорная поверхность, деформация, упругогидродинамический параметр.

The method of formation of calculated hydrodynamic models of radial bearings taking into account the deformation of bearing surface area, operating on incompressible electroconductive lubricating material, is suggested. The analytical expressions for basic working characteristics of a bearing were obtained. The assessment of influence of an elasto-hydrodynamic parameter on load-carrying ability and friction force is given.

Keywords: radial sliding bearing, hydrodynamics, incompressible liquid hydrodynamic lubricating material, bearing surface, deformation, elasto-hydrodynamic parameter.

С развитием машиностроения ужесточаются требования к разным устройствам, используемым как в новых областях техники (атомная энергетика, ракетно-космическая отрасль), так и в традиционных (транспортное машиностроение, приборостроение).

Практический интерес вызывают смазочные материалы с высокими эксплуатационными характеристиками, которые находят особое применение, когда давление, температура и нагрузки выходят за пределы условий эксплуатации обычных смазочных материалов. Развитие техники означает повышение ее производительности, а следовательно, увеличение нагрузок. При этом все большее значение приобретают специальные смазочные материалы с электропроводящими свойствами, обеспечивающие высокую производительность и сохранность дорогостоящего оборудования.

Несмотря на значительный опыт использования подшипников скольжения, работающих на электропроводящем смазочном материале, и работы ученых по их расчету [1—3], при проектировании эти расчеты вызывают определенные трудности, что связано с множеством физических и химических процессов [4—11]. Теоретически эти данные не допускают ни обобщений, ни экстраполяций.

Решение проблемы возможно повышением несущей способности подшипников при уточнении их расчетных моделей для применения в инженерной практике, что основано на формировании расчетных гидродинамических моделей радиальных подшипников. Решение реализуется для "тонкого слоя" с учетом деформации опорной поверхности подшипника.

Постановка задачи

Рассмотрим установившееся движение вязкого несжимаемого электропроводящего жидкого смазочного материала в рабочем зазоре бесконечного радиального подшипника скольжения с податливой опорной поверхностью, работающего в режиме гидродинамического смазывания с пористым покрытием на поверхности шейки вала при действии внешнего электромагнитного поля (рис. 1). Вал вращается с угловой скоростью Ω, втулка подшипника неподвижна. Предполагается, что пространство между валом и подшипником полностью заполнено смазочным материалом.

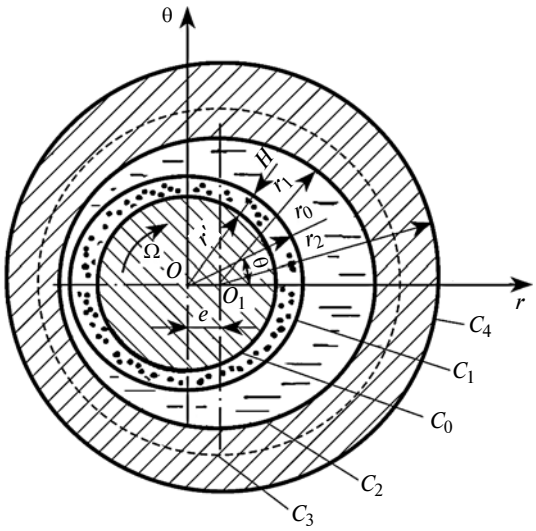


Рис. 1. Рабочая схема радиального подшипника с нежесткой опорной поверхностью

[1] Работа выполнена в рамках реализации гранта ОАО "РЖД" 2210370/22.12.2016 на развитие научно-педагогических школ в области железнодорожного транспорта.

В полярной системе координат (θ, r) с полюсом O в центре вала *1* уравнения контуров (:) вала с пористым слоем *2* (C_0 и C_1), подшипниковой втулки *3* (C_2), деформируемой опорной поверхности (C_3) и наружного кольца (C_4) запишем в виде:

$$C_0\colon r' = r_0 - H; \quad C_1\colon r' = r_0; \quad C_2\colon r' = r_1 + e\cos\theta;$$

$$C_3\colon r' = r_1 + e\cos\theta + a\varphi(\theta), \quad C_4\colon r' = r_2 + e\cos\theta,$$

где r_0 — радиус вала; H — толщина пористого слоя; e — эксцентриситет; r_1 и r_2 — соответственно внутренний и внешний радиусы подшипниковой втулки; $a\varphi(\theta)$ — функция, характеризующая деформацию опорной поверхности подшипниковой втулки; $r_2 - r_1$ — толщина упругого слоя; r' — радиус, через который выражаются все остальные радиусы.

При оценке влияния деформаций опорной поверхности подшипника на его основные рабочие характеристики ограничимся максимальным значением функций $a\varphi(\theta)$. (Далее знаком * обозначены безразмерные параметры.)

Исходные уравнения и граничные условия

Расчеты выполним для "тонкого слоя" электропроводящей вязкой несжимаемой жидкости на основании уравнений движения электропроводящего жидкого смазочного материала, неразрывности, Дарси и Ламэ при наличии электромагнитного поля:

$$\mu\frac{\partial^2 v'_\theta}{\partial r'^2} = \frac{1}{r'}\frac{\partial p'}{\partial\theta} - \sigma' B(E_z - Bv'_\theta);$$

$$\frac{\partial v_{r'}}{\partial r'} + \frac{v'_{r'}}{r'} + \frac{1}{r'}\frac{\partial v'_\theta}{\partial\theta} = 0;$$

$$\frac{\partial^2 P'}{\partial r'^2} + \frac{1}{r'}\frac{\partial P'}{\partial r'} + \frac{1}{r'^2}\frac{\partial^2 P'}{\partial\theta^2} = 0;$$

$$(\lambda + G)\frac{\partial\varepsilon}{\partial r'} - G\left(\frac{u'_{r'}}{r'^2} + \frac{2}{r'^2}\frac{\partial u'_\theta}{\partial\theta}\right) + G\Delta u'_{r'} = 0;$$

$$(\lambda + G)\frac{\partial\varepsilon}{\partial\theta} - G\left(\frac{u'_\theta}{r'^2} + \frac{2}{r'^2}\frac{\partial u'_{r'}}{\partial\theta}\right) + G\Delta u'_\theta = 0,$$

где $v'_{r'}$, v'_θ — компоненты вектора скорости электропроводящего жидкого смазочного материала; $\varepsilon = \frac{\partial u'_{r'}}{\partial r'} + \frac{\partial u'_\theta}{\partial\theta}$ — относительное изменение объема смазочной жидкости; Δ — оператор Лапласа; $u'_{r'}$, u'_θ — компоненты вектора перемещений; λ — постоянная Ламэ; G — модуль сдвига; p' — гидродинамическое давление в смазочном слое; $\bar{E}' = \{0, 0, E\}$ — вектор напряженности электрического поля; $\bar{B}' = \{0, B, 0\}$ — вектор магнитной индукции; μ — коэффициент динамической вязкости; P' — давление в пористом слое.

Предполагаем, что величины E', B' и скорости $v'_{r'}$, v'_θ течения электропроводящей жидкости таковы, что можно пренебречь влиянием потока на электрическое и магнитное поля. При этом считаем значения $E'(r, 0)$ и $B'(r, 0)$ заданными и удовлетворяющими уравнениям Максвелла:

$$\operatorname{div}\bar{B} = 0, \quad \operatorname{rot}\bar{E} = 0$$

при $E' = \text{const}$, $B' = B_0/r$, $B_0 = \text{const}$.

Для описания процессов в смазочном, пористом и упругом слоях размерные величины связаны с соответствующими безразмерными величинами соотношениями:

в смазочном слое:

$$\begin{cases} v'_{r'} = \Omega\delta u; \quad v'_\theta = \Omega r_0 v; \quad r' = r_0 + \delta r; \\ \delta = r_1 - r_0; \quad p' = p^* p; \quad p^* = \mu\Omega r_0^2/\delta^2; \\ \sigma' = \sigma; \quad k' = k; \quad \mu' = \mu; \quad r' = r_2 + \delta_2 r; \\ \delta_2 = r_2 - r_1; \\ \max a\varphi(\theta) = a\varphi^*, \quad \theta \in [0, 2\pi]; \end{cases} \tag{1}$$

в пористом слое:

$$r' = Hr^*, \quad p' = p^* P; \tag{2}$$

в упругом слое:

$$r' = r_0 + \delta_1\tilde{r}; \quad \delta_1 = r_1 - r_0 + a\varphi^*; \quad u'_{r'} = \bar{u}\,u_{r'};$$
$$u'_\theta = \bar{u}\,u_\theta,$$

где $\bar{u}$ — характерная величина вектора перемещений.

С учетом перехода к безразмерным переменным (r^*) в пористом, смазочном и упругом слоях, приходим к следующей системе дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \partial^2 v/\partial r^2 = \mathrm{d}p/\mathrm{d}\theta - A + Nv; \\ \partial u/\partial r + \partial v/\partial\theta = 0; \\ \partial^2 P/\partial r^{*2} + 1/r^* \cdot \partial P/\partial r^* + 1/r^{*2} \cdot \partial^2 P/\partial\theta^2 = 0; \\ \partial^2 u_{r'}/\partial\tilde{r}^2 = 0; \\ \partial^2 u'_\theta/\partial\tilde{r}^2 = 0, \end{cases} \tag{3}$$

где $A = \sigma B_0 \delta E'/(\mu r_0^2 \Omega)$ — величина, обусловленная наличием электрического поля; $N = B_0^2 \delta^2 \sigma/(\mu r_0^2)$ — число Гартмана.

Далее запишем уравнения контуров.

1. Уравнения недеформируемого контура подшипника, прилегающего к смазочному слою, в переменных (r, θ) запишем в виде:

$$\begin{cases} r = \dfrac{r_1 - r_0}{\delta} + \eta\cos\theta = h_2(\theta); \\ r = \eta_2\cos\theta = h_4(\theta), \end{cases} \tag{4}$$

где $\eta = e/\delta$.

2. Уравнения деформируемого контура и внешнего контура упругого слоя, прилегающего к жесткой поверхности подшипника, в переменных $(\tilde{r}, \theta)$ имеют вид:

$$\begin{cases} \tilde{r} = 1 + \eta_1\cos\theta = h_3(\theta); \\ \tilde{r} = 1 + \eta_2\cos\theta = h_5(\theta), \end{cases} \tag{5}$$

где $\eta_1 = e/\delta_1$, $\eta_2 = e/\delta_2$.

3. Уравнения контуров вала с пористым слоем запишем в виде:

$$r^* = \frac{r_0}{H} - 1 = h_0(\theta); \quad r^* = \frac{r_0}{H} = h_1(\theta).$$

Система уравнений (3) решается при следующих граничных условиях:

в смазочном слое:

$$v = 0; \ \frac{\partial^2 u'_{r'}}{\partial \tilde{r}^2} = 0 \text{ при } r = 1 + \eta\cos\theta; \ v|_{r=0} = -1; \tag{6}$$

в пористом слое:

$$\begin{cases} p = P\Big|_{r^* = \frac{r_0}{H}}; \\ \dfrac{\partial P}{\partial r^*}\Big|_{r^* = \frac{r_0}{H} - 1} = 0; \\ u|_{r=0} = \tilde{M}\dfrac{\partial P}{\partial r^*}\Big|_{r^* = \frac{r_0}{H}}; \\ p(0) = p(2\pi) = p_g/p^*, \end{cases} \tag{7}$$

где $\tilde{M} = -\dfrac{kr_0^2}{H\delta^3}$; p^* — давление питания;

в упругом слое:

$$\begin{cases} M\dfrac{\partial u_r}{\partial r}\Big|_{\tilde{r} = h_4(\theta)} = -\tilde{p}; \\ u_\theta\big|_{\tilde{r} = h_5(\theta)} = u_{r'}\big|_{\tilde{r} = h_5(\theta)} = 0, \end{cases} \tag{8}$$

где $M = \dfrac{G(1+\alpha)u^*\delta}{(1-\alpha)\mu\Omega r_0^2\delta_1}$; α — постоянная Мусхелишвили; $\tilde{p} = \max p$; $\theta \in [0, 2\pi]$; $p = \eta(\tilde{C}_1 + 3(A + N))\sin\theta$; p — безразмерное гидродинамическое давление в смазочном слое радиального подшипника с жесткой опорной поверхностью [5].

Граничные условия (1) означают условия прилипания смазочного материала к поверхности вала и подшипниковой втулки, а также равенство давления атмосферному в начальном и конечном сечениях. Условия (2) показывают непрерывность гидродинамического давления на поверхности раздела пористого слоя и смазочной пленки. Кроме того, на этой поверхности нормальная составляющая скорости определяется законом Дарси. На непроницаемой поверхности пористого слоя нормальная составляющая скорости равна нулю.

Для $u'_{r'}$ и u'_θ граничные условия означают равенство нулю касательных и нормальных напряжений на недеформированной упругой поверхности, прилегающей к жесткой опорной поверхности подшипника.

Интегрируя четвертое уравнение системы (3) с учетом граничных условий (8), получим:

$$u'_{r'} = -\tilde{p}\,\tilde{r} + \tilde{p}\,h_5(\theta).$$

Воспользуемся приближенной формулой:

$$|h_3(\theta) - h_2(\theta)| \approx u_{r'}\big|_{r' = h_4(\theta)}. \tag{9}$$

С учетом равенств (4), (5) и (9) получим:

$$a\varphi^*/\delta \approx \tilde{p}/M. \tag{10}$$

Из уравнения (10) с точностью до членов $(1/M^2)$ окончательно определим приближенное значение

$$a\varphi^* = \frac{\tilde{p}}{M}(r_1 - r_0). \tag{11}$$

Из формулы (11) следует, что отношение максимальной деформации к радиальному зазору прямо пропорционально безразмерному максимальному давлению $\tilde{p}$ и обратно пропорционально упругогидродинамическому параметру M при $M \to \infty$, $a\varphi^* \to 0$.

Точное автомодельное решение

Для гидродинамического давления и поля скоростей в смазочном слое точное автомодельное решение имеет вид:

$$\begin{cases} v = \dfrac{\partial\psi}{\partial r} + V(r, \theta);\ u = -\dfrac{\partial\psi}{\partial\theta} + U(r, \theta);\ \psi = \tilde{\psi}(\xi), \\ V = \tilde{v}(\xi);\quad U(r, \theta) = -\tilde{u}(\xi)h'(\theta);\quad \xi = \dfrac{r}{h_3(\theta)}; \\ \dfrac{dp}{d\theta} - A - N = \dfrac{\tilde{C}_1}{h_3^2(\theta)} + \dfrac{\tilde{C}_2}{h_3^3(\theta)}; \\ h_3(\theta) = 1 + \eta_1\cos\theta. \end{cases} \quad (12)$$

Подставив формулы (12) в первые три уравнения системы (3), с учетом граничных условий (6) и (7) придем к системе обычных дифференциальных уравнений

$$\psi'''(\xi) = \tilde{C}_2;\quad \tilde{v}'' = \tilde{C}_1;\quad \tilde{u}' + \xi\tilde{v}' = 0 \quad (13)$$

с граничными условиями:

$$\psi'(0) = 0;\quad \psi'(1) = 0;\quad \tilde{u}(0) = 1;\quad \tilde{u}(1) = 0;$$
$$\tilde{v}(1) = 0;\quad \tilde{v}(0) = 1. \quad (14)$$

Решения (13) задачи с учетом условий (14) легко найти непосредственным интегрированием, в результате которого получим:

$$\psi' = \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi);\ \tilde{v}(\xi) = \frac{\tilde{C}_1\xi^2}{2} - \left(\frac{\tilde{C}_1}{2} + 1\right)\xi + 1. \quad (15)$$

Определение гидродинамического давления

Безразмерное гидродинамическое давление в деформированном упругом слое найдем из уравнения

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{\tilde{C}_1}{h_3^2(\theta)} + \frac{\tilde{C}_2}{h_3^3(\theta)} + A + N, \quad (16)$$

где $h_3(\theta) = 1 + \eta_1\cos\theta = 1 + \dfrac{e\cos\theta}{r_1 - r_0 + \dfrac{\tilde{p}}{M}(r_1 - r_0)} =$

$= 1 + \tilde{\eta}\cos\theta,\ \tilde{\eta} = \dfrac{e}{(r_1 - r_0)\left(1 + \dfrac{\tilde{p}}{M}\right)}.$

После интегрирования уравнения (16) получим выражение

$$P = A\theta + N\theta + \tilde{C}_1\int_0^\theta(1 - 2\tilde{\eta}\cos\theta)d\theta +$$
$$+ \tilde{C}_2\int_0^\theta(1 - 3\tilde{\eta}\cos\theta)d\theta + \frac{p_g}{p^*},$$

которое с учетом граничных условий $P(0) = P(2\pi) = p_g/p^*$ запишем в виде:

$$\tilde{C}_2 = -\tilde{C}_1 - A - N. \quad (17)$$

С учетом равенства (17) получим:

$$P = \tilde{\eta}(\tilde{C}_1 + 3(A + N))\sin\theta + p_g/p^*. \quad (18)$$

С учетом уравнения (18) давление в пористом слое ищем в виде:

$$P(r^*, \theta) = R(r^*)\tilde{\eta}(\tilde{C}_1 + 3(A + N))\sin\theta + p_g/p^*. \quad (19)$$

Подставив равенство (19) в уравнение Дарси для определения функции $R(r^*)$, придем к следующему уравнению и граничным условиям:

$$R''(r^*) + \frac{R'}{r^*} - \frac{R}{r^{*2}} = 0; \quad (20)$$

$$\left.\frac{dR}{dr^*}\right|_{r^* = \frac{r_0}{H} - 1} = 0;\quad R\left(\frac{r_0}{H}\right) = 1.$$

Решение задачи с использованием равенств (19) и (20) находим непосредственным интегрированием:

$$R(r^*) = \frac{r_0 H r^*}{2r_0^2 - 2Hr_0 + H^2} +$$
$$+ \frac{r_0(r_0^2 - 2Hr_0 + H^2)}{H(2r_0^2 - 2Hr_0 + H^2)r^*}. \quad (21)$$

Таким образом, задача будет решена после определения константы $\tilde{C}_1$.

После интегрирования уравнения неразрывности $\tilde{M}\left.\dfrac{\partial P}{\partial r^*}\right|_{r^* = \frac{r_0}{H}} = \int_0^1 \tilde{v}(\xi)d\xi$, с учетом выражений (15) и равенств (19) и (21) получим следующее уравнение:

$$\tilde{M}(\tilde{C}_1 + 3(A + N))\frac{2H^2r_0 - H^3}{r_0(2r_0^2 - 2Hr_0 + H^2)} =$$
$$= -\frac{\tilde{C}_1}{12} + \frac{1}{2}. \quad (22)$$

Решив уравнение (22) относительно $\tilde{C}_1$, получим:

$$\tilde{C}_1 = \frac{6(-6\tilde{M}H^2(A + N)(2r_0 - H) +}{12\tilde{M}H^2(2r_0 - H) +} \rightarrow$$
$$\rightarrow \frac{+ r_0(2r_0^2 - 2Hr_0 + H^2))}{+ r_0(2r_0^2 - 2Hr_0 + H^2)}. \quad (23)$$

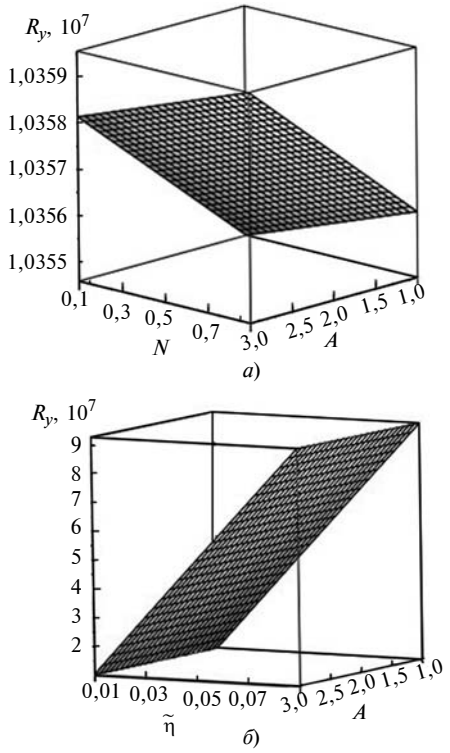


Рис. 2. Зависимости составляющей R_y вектора поддерживающей силы от параметра A, обусловленного наличием электрического поля, и числа N Гартмана (*а*) и безразмерного параметра $\tilde{\eta}$ (*б*)

Далее перейдем к определению основных рабочих характеристик радиального подшипника.

С учетом уравнений (15) и равенств (19) и (23) для составляющих вектора поддерживающей силы и силы трения получим выражения:

$$R_x = \frac{\mu\Omega r_0^3}{\delta^2}\int_0^{2\pi} p\cos\theta d\theta = 0;$$

$$R_y = \frac{\mu\Omega r_0^3}{\delta^2}\int_0^{2\pi}\left(p - \frac{p_g}{p^*}\right)\sin\theta d\theta = \frac{\mu\Omega r_0^3\tilde{\eta}\pi}{\delta^2}[\tilde{C}_1 + 3(A+N)];$$

$$L_{тр} = \frac{\mu\Omega r_0}{\delta}\left[\int_0^{2\pi}\frac{\psi''(0)}{h_3^2(0)}d\theta - \int_0^{2\pi}\frac{\tilde{v}'(0)}{h_3(0)}d\theta\right] =$$

$$= \frac{\mu\Omega r_0\pi}{\delta}(A + N - 2).$$

Для проверочных расчетов на основании полученных теоретических моделей использовали следующие их значения:

$$p_g = 0{,}1\div0{,}2 \text{ МПа}; \quad r_0 = 0{,}019985\div0{,}04933 \text{ м};$$
$$r_1 = 0{,}02\div0{,}05 \text{ м};$$
$$\mu = 0{,}0608\ \frac{\text{Н}\cdot\text{с}}{\text{м}^2}; \quad \Omega = 100\div1800 \text{ с}^{-1};$$
$$\delta = 0{,}05\cdot10^{-3}\div0{,}07\cdot10^{-3} \text{ м}; \quad \eta = 0{,}3\div1;$$
$$\tilde{M} = 0{,}1\div3; \quad \tilde{\eta} = 0{,}01\div0{,}9; \quad M = 0\div200;$$
$$H = 0{,}0055 \text{ м}; \quad A = 1\div3; \quad N = 0{,}1\div0{,}9.$$

Результаты численных расчетов приведены на рис. 2—4.

Таким образом, анализ полученных расчетных моделей и зависимостей позволяет сделать следующие выводы.

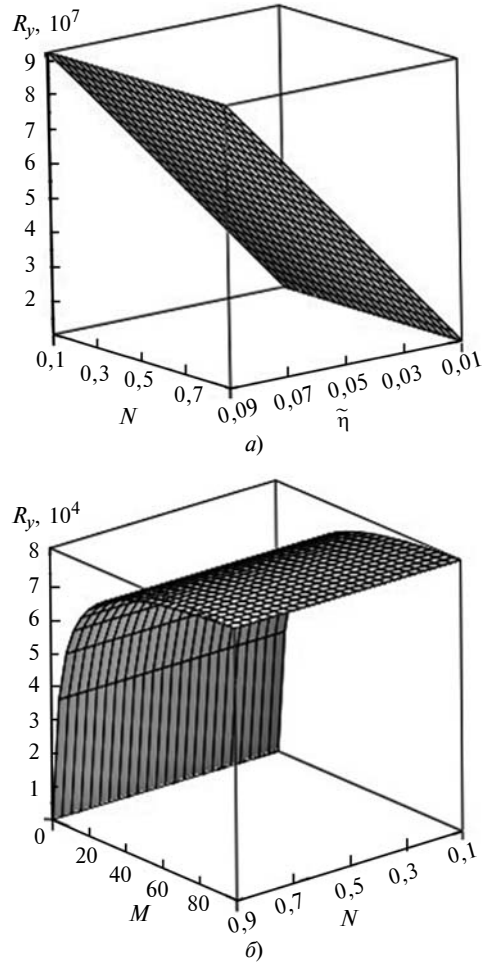


Рис. 3. Зависимости составляющей R_y вектора поддерживающей силы от числа N Гартмана и безразмерного параметра $\tilde{\eta}$ (*а*) и упругогидродинамического параметра M (*б*)

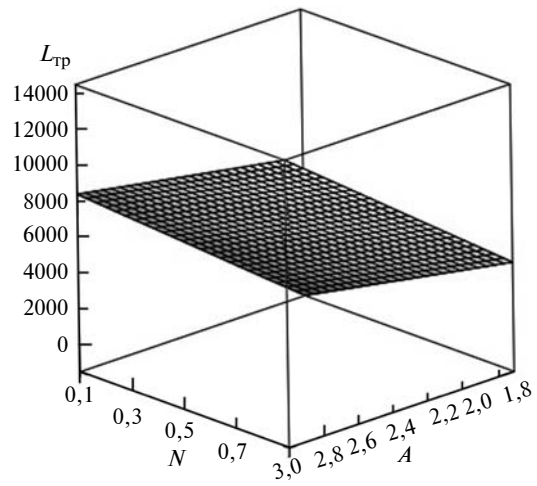


Рис. 4. Зависимость силы $L_{тр}$ трения от параметра A, обусловленного наличием электрического поля, и числа N Гартмана

1. Установлено незначительное увеличение вертикальной составляющей R_y вектора поддерживающей силы при уменьшении числа N Гартмана.

2. Величина электрического поля практически не влияет на составляющую вектора поддерживающей силы в исследованном диапазоне параметров $\tilde{\eta}$ и N.

3. Существенное увеличение (≈ в 4,5 раза) составляющей R_y вектора наблюдается при увеличении $\tilde{\eta}$ при варьировании как числа N Гартмана, так и величины A, обусловленной наличием электрического поля.

4. Значение составляющей R_y вектора увеличивается, а затем стабилизируется при увеличении упругогидродинамического параметра M до 50.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ахвердиев К. С., Лагунова Е. О.** Гидродинамический расчет радиального подшипника при наличии электромагнитного поля с учетом нелинейных факторов // Вестник РГУПС. 2008. № 4. С. 138—144.

2. **Лагунова Е. О.** Математическая модель прогнозирования влияния напряженности электрического поля и магнитной индукции на рабочие характеристики и на устойчивость работы упорного подшипника, работающего на электропроводящей смазке // Вестник РГУПС. 2009. № 1 (33). С. 143—148.

3. **Ахвердиев К. С., Лагунова Е. О., Мукутадзе М. А.** Гидродинамический расчет радиального подшипника при наличии электромагнитного поля с учетом зависимости вязкости и электропроводимости от температуры // Вестник ДГТУ. 2009. Т. 9. № 3 (42). С. 529—536.

4. **Лагунова Е. О., Гармонина А. Н., Копотун Е. А.** Нелинейные эффекты воздействия электропроводящей смазки на шип подшипника, обладающего демпфирующими свойствами // Сборка в машиностроении и приборостроении. 2016. № 3. С. 40—46.

5. **Гармонина А. Н.** Расчетная модель электропроводящей смазки радиального подшипника с демпфирующими свойствами при наличии электромагнитных полей // Вестник РГУПС. 2015. № 3. С. 121—127.

6. **Гармонина А. Н.** Расчетная модель электропроводящей смазки упорного подшипника с демпфирующими свойствами при наличии электромагнитных полей // Вестник РГУПС. 2015. № 2. С. 146—153.

7. **Akhverdiev K. S., Mukutadze M. A., Mukutadze A. M.** Radial bearing with porous barrel // Proceedings of Academic World: International Conference. 28th of March. 2016. San Francisco. USA. IRAG Research Forum: Institute of Research and Journals. 2016. P. 28—31.

8. **Mukutadze A. M.** Coefficient of a rolling motion bearing drive // Procedia Engineering. 2016. N. 150. P. 547—558.

9. **Akhverdiev K. S., Mukutadze A. M.** Damper with porous anisotropic ring // Mechanical Engineering Research. 2016. V. 6. N. 2. P. 1—10.

10. **Akhverdiev K. S., Mukutadze A. M.** Research of Drive Factor of Damper with Doble-Layer Porous Ringwith Compound Feed of Lubricant Material // International Journal of Engineering Research. 2017. N. 1. P. 76—85.

11. **Mukutadze M. A.** Radial bearings with Porous Elements // Procedia Engineering. 2016. N. 150. P. 559—570.

УДК 67.02:674.817

А. Н. ЕКИМЕНКО, канд. техн. наук (НПУП "Институт инновационных исследований" г. Гомель, Республика Беларусь), e-mail: a.ekimenko@beloil.by

Преднапряженное армирование полимерных композитов, наполненных растительными волокнами

Рассматриваются теоретические аспекты и возможности практической реализации преднапряженного армирования погонажных изделий из древесно-полимерных композитов высокопрочными натянутыми непрерывными элементами. Предложен оригинальный способ подобного армирования непосредственно в процессе формования изделий методом плунжерной экструзии.

Ключевые слова: преднапряженное армирование, армированный композит, несущая способность.

The theoretical aspects and opportunities of practical implementation of prestressed reinforcing of linear articles from wood-polymer composites by high-strength strained continuous elements are considered. The original method of similar reinforcing directly in the formation process of the products by ram extrusion method is suggested.

Keywords: prestressed reinforcing, reinforced composite, load-carrying ability.

На данное время практически исчерпан резерв повышения прочности композитов, наполненных растительным волокном, путем увеличения адгезии компонентов. Наиболее перспективный способ существенного повышения свойств, наряду с изменением состава армирующих волокон, является варьирование схемой армирования.

В США и Великобритании с середины 90-х годов XX века проводились эксперименты по комбинированию армированного пластика с клееной и цельной древесиной. Основным принципом усиления было преднапряженное армирование полосами из углепластика или стержнями из стеклопластика нижней или боковой сторон армируемых элементов. Например, армирование несущих деревянных брусьев автомобильного моста в графстве Манитоба (Канада) стеклопластиковыми стержнями позволило увеличить несущую способность на 38 %. Однако подобные технологии армирования непрерывными элементами с постнатяжением,

несмотря на высокую эффективность, достаточно трудоемки.

В Институте инновационных исследований разработано новое технологическое решение, позволяющее проводить армирование погонажного изделия натянутыми струнами из высокопрочных материалов непосредственно в процессе его изготовления. При этом армирующие элементы размещаются параллельно продольной оси изделия по контуру средней линии сечения.

Концепция преднапряженного армирования и теоретический расчет

Идея преднапряженного армирования полимерных композитов была инициирована успешным опытом подобного усиления погонажных изделий из бетона (плиты перекрытий, пролеты и опорные конструкции мостов, каркасных домов и т. п.).

Практический опыт и последние исследования армирования железо-бетонных изделий преднапряженными непрерывными элементами из высокопрочных материалов (стержни, полосы из стеклопластика, арамида и углепластика), при котором напряжение от натянутой арматуры передается бетону через промежуточный полимерный слой (эпоксиды и другие реактопласты), убедительно показывают, что возможно преднапряженное армирование погонажных изделий из полимерных композитов, несмотря на существенное различие структуры и свойств композитов и бетона. В этом случае напряжение от натянутой арматуры будет передаваться непосредственно на материал композита.

Обобщая накопленный мировой опыт преднапряженного армирования несущих погонажных изделий, можно выделить следующее.

В качестве композиционных армирующих непрерывных элементов чаще используют стержни, ленты и ламинат из стекло- и углепластика, реже — из композитов на основе арамидных волокон и нитей [1]. Так, существенно повышается прочность при изгибе и увеличивается время эксплуатации балок, преднапряженно армированных такими элементами [2].

Существуют следующие технологии преднапряженного армирования:

1) постнатяжение армирующих элементов, располагаемых на внешней стороне изделия;

2) преднатяжение армирующих элементов, располагаемых на внешней стороне изделия;

3) преднатяжение армирующих элементов, заглубляемых в изделие.

Интерес представляет технология 3, причем та ее разновидность, когда пространство в пазу вокруг армирующего непрерывного элемента заполняется не цементом, а термореактивным полимером.

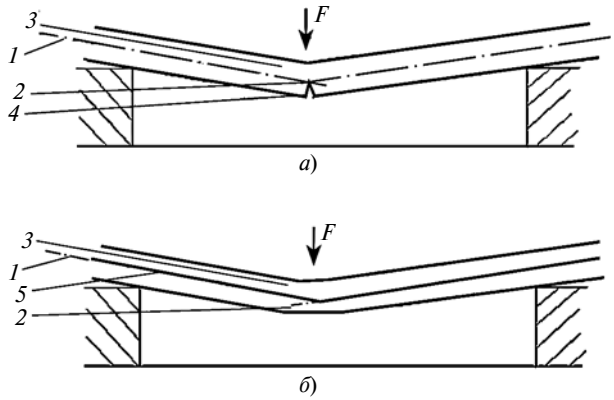


Рис. 1. Схема напряжений в изгибаемом элементе неармированной (*а*) и армированной (*б*) конструкции, моделирующем стенку трубы:

1 — нейтральная ось; *2* — зона растяжения; 3 — зона сжатия; *4* — разрыв материала; *5* — арматура

В этом случае поведение полимера вокруг напряженного армирующего элемента точно моделирует использование натянутых струн для армирования полимерных композитов.

Использование сквозного армирования погонажных изделий натянутыми струнами с высокой прочностью на растяжение обусловлено особенностью распределения изгибающих нагрузок для изделий, длина которых значительно больше поперечных размеров. В качестве примера рассмотрим пролет технологического трубопровода из композиционных труб на основе материалов ДПК. На трубопровод действует изгибающая нагрузка F (рис. 1, *а*) от веса транспортируемой среды, при которой в верхних слоях стенки трубы возникают напряжения сжатия, а нижних — растяжения. При критических напряжениях трубы могут разрушаться.

Толщина стенки трубы определяется, прежде всего, пределом прочности материала на растяжение. Поскольку для высоконаполненного древесно-полимерного композита значения этого параметра сравнительно невысокие, то конструкция трубы будет массивной и нерациональной. Если в зону растяжения (середина поперечного сечения стенки трубы) ввести армирующие струны (1÷2 % площади сечения стенки, рис. 1, *б*), то несущая способность трубы повысится в 1,4—2 раза.

В процессе формования трубы на свободных концах струн с помощью зажимов закрепляют грузы. После достижения необходимого отверждения формуемого изделия струны обрезаются, при этом натяжение перераспределяется со струн на композит, формируя в среднем слое стенки трубы (толщиной $\Delta\delta$ по всей длине) напряжения сжатия. Натяжение струн позволяет реализовать напряженное армирование путем создания по контуру средней линии сечения изделия локальных напряжений

сжатия, сравнимых с напряжениями растяжения, возникающими при эксплуатации изделия.

Так как локальное обжатие композита определяется силами упругого последействия натянутых струн, напряжения их натяжения при формовании изделия не должны превышать 65÷70 % предела прочности на разрыв для стальной проволоки из углеродистой стали (без выраженного предела текучести); 90 % для ровинга из стекловолокна; 85÷90 % предела текучести стали для стальной низкоуглеродистой проволоки.

Плотность армирования и напряжения натяжения определяются требованиями, установленными для данного конструктивного элемента (трубы, профиля и т. п.): прогиб l от нормативной нагрузки не должен превышать предельный прогиб $l_{пр}$, т. е. $l \le l_{пр}$; ширина w раскрытия трещин вблизи растянутой струны не должна превышать предельное раскрытие $w_{пр}$, т. е. $w \le w_{пр} = 0{,}1 \div 0{,}4$ мм.

Рассмотрим изменение напряженно-деформированного состояния (НДС) изгибаемой трубы при увеличении веса транспортируемой среды.

Стадия 1. При небольших нагрузках напряжения в композите и арматуре малы, в композите развиваются упругие деформации; зависимость напряжения от деформации практически линейна.

Стадия 2. С повышением нагрузки напряжения в композите растут медленнее, чем деформации; в зоне растяжения развиваются пластические деформации, напряжение достигает предела прочности композита на растяжение ($\sigma_{Кр}$); в сжатой зоне преобладают упругие деформации.

Стадия 3. При повышении нагрузки в зоне растяжения зарождаются трещины, постепенно развивающиеся до нейтральной оси; вблизи краев образующихся трещин композит "исключается" из работы и растягивающие напряжения воспринимаются только арматурой.

Стадия 4. При дальнейшем повышении нагрузки трещины в зоне растяжения раскрываются, начинается разрушение стенки трубы. На этой стадии для большей части зоны сжатия характерны деформации ползучести.

Характер разрушения композита зависит от плотности распределения армирующих элементов (струн) по сечению. В оптимально армированных погонажных изделиях несущая способность растянутых струн должна быть немного ниже несущей способности композита в сжатом состоянии. При таком армировании напряжения в растянутых струнах достигнут предела текучести ($\sigma_{Ат}$) или прочности на разрыв ($\sigma_{Ар}$) раньше, чем в сжатой зоне стенки трубы напряжения станут равными пределу прочности композита на сжатие ($\sigma_{Ксж}$). При напряжениях в струнах, равных $\sigma_{Ат}$, резко возрастает их пластическая деформация, труба прогибается со значительным раскрытием и удлинением трещин. В результате напряжения в композите достигают предела прочности на сжатие $\sigma_{Ксж}$ и зона сжатия стенки трубы раздавливается. Таким образом, разрушение оптимально армированной трубы начинается при условии одновременного возникновения в растянутой арматуре и зоне сжатия композита напряжений, равных расчетному сопротивлению.

В случае переармирования несущая способность струн может оказаться значительно выше несущей способности композита в сжатой зоне стенки трубы. В результате напряжение в этой зоне достигнет предела прочности композита на сжатие и раздавливание материала произойдет прежде, чем напряжение в растянутых струнах достигнет предела текучести материала струн. Фактически прочностные свойства армирующих струн не будут полностью реализованы.

Стадия 3 является основой расчета разрушающих усилий и предельных состояний. Прочность изгибаемого погонажного изделия по сечению, нормальному к его продольной оси, рассчитывается по условиям НДС материала на этой стадии, при этом криволинейная эпюра напряжений в нем заменяется прямолинейной такой же площади.

Преднапряженное армирование существенно усложняет поведение изделия как под статической, так и под динамической (вибрации, удары и т. п.) нагрузкой, что требует более детального исследования и понимания поведения как материала, так и армирующих элементов. С практической стороны реализации способа представляют интерес следующие вопросы:

эффективный радиус передачи напряжения натянутой струны (область действия сжимающего напряжения на композит вокруг натянутой струны);

зависимость физико-механических свойств армируемого изделия от степени натяжения армирующих элементов;

потеря усилия натяжения струн со временем;

возможность растрескивания и/или расслоения интерфейса "струна — композит" при натяжении выше оптимального;

старение и коррозия непрерывных армирующих элементов со временем, в том числе в результате непосредственного доступа воздуха и влаги через дефекты в материале стенок изделия;

основные режимы разрушения и срок эксплуатации погонажных изделий из преднапряженно армированных полимерных композитов.

Рассмотрим прямоугольное сечение с отдельной арматурой, расположенной в растянутой зоне. Введем обозначения: w и h — ширина и высота сечения соответственно, м; $h_0 = h - \delta_1$ — рабочая высота сечения, м; δ_1 — расстояние от растянутого края сечения до центра тяжести (ЦТ) растянутой арматуры, м; $S'_А$ — площадь сечения растянутой арматуры, м^2; $S''_К$ — площадь сечения сжатой зоны

сечения арматуры, м^2; h'' — высота сжатой зоны сечения (расстояние от сжатого края сечения до нейтральной оси), м; δ_2 — расстояние от ЦТ площади зоны сжатия композита до ЦТ площади растянутой струны, м.

Как было отмечено, если плотность распределения струн не превышает некоторой оптимальной величины, то разрушение начнется с текучести арматуры. При этом в сечении погонажного изделия значительно раскрываются трещины, резко возрастают прогибы и только потом материал сжатой зоны раздавливается. При переармировании композита разрушение начнется со сжатой зоны.

Возможны два случая расчета изгибающих моментов, действующих по нормальному сечению и по сечению, нормальному к продольной оси.

В первом случае в сжатом композите и растянутых струнах достигаются предельные напряжения $\sigma_{\text{Ксж}}$ и $\sigma_{\text{Ар}}$.

Во втором случае в сжатом композите достигается предельное напряжение $\sigma_{\text{Ксж}}$, а в растянутой арматуре действует напряжение $\sigma_{\text{А}} < \sigma_{\text{Ар}}$. Граничное условие, определяющее реализацию варианта, зависит от относительной высоты сжатой зоны композита: $\bar{h} = h''/h_0$.

Первый случай актуален при $\bar{h} > \bar{h}_{\text{кр}}$ (где $\bar{h}_{\text{кр}}$ — предельное значение), второй — при $\bar{h} \leqslant \bar{h}_{\text{кр}}$. Граничное значение $\bar{h}_{\text{кр}}$ определяется из справочных таблиц.

При проектировании сечений основным является расчет по первому случаю, так как использование арматуры с сечением, рассчитанным по второму случаю, неэффективно.

Для прямоугольного сечения с одиночной арматурой внутреннее усилие, Н, в предельном состоянии рассчитывается по формулам:

в растянутой арматуре

$$F_{\text{Ар}} = \sigma_{\text{Ар}} S'_{\text{А}};$$

в сжатом композите (эпюра напряжения принимается прямоугольной, равной по площади фактической криволинейной эпюре)

$$F_{\text{Ксж}} = \sigma_{\text{Ксж}} S''_{\text{К}},$$

где $S'_{\text{А}}$ — площадь сечения растянутой арматуры, м^2; $S''_{\text{К}}$ — площадь сечения сжатого композита, м^2.

Для расчета используются основные условия статики: баланс проекций всех сил на продольную ось погонажного изделия ($\Sigma F = 0$) и баланс моментов относительно оси, проходящей через точку приложения равнодействующей усилий в струнах ($\Sigma M = 0$).

Из условия $\Sigma F = 0$ можно определить положение нейтральной оси и площадь ($S''_{\text{К}}$, м^2) сечения сжатой зоны композита:

$$S''_{\text{К}} = wh''.$$

Таким образом, $F_{\text{Ксж}} = \sigma_{\text{Ксж}} wh''$.

Из условия $\Sigma M = 0$ находим:

$$M_{\text{Ксж}} = \sigma_{\text{Ксж}} wh''(h_0 - 0{,}5h'') = \\ = M_{\text{Ар}} = \sigma_{\text{Ар}} S'_{\text{А}}(h_0 - 0{,}5h''). \quad (1)$$

Прочность сечения будет обеспечена, если внешний момент M не превышает предельного значения момента внутренних сил, поэтому окончательное условие обеспечения прочности примет вид:

$$M \le \sigma_{\text{Ксж}} wh''(h_0 - 0{,}5h'') = \sigma_{\text{Ар}} S'_{\text{А}}(h_0 - 0{,}5h'').$$

Из уравнения (1) определим высоту сжатой зоны:

$$h'' = \sigma_{\text{Ар}} S'_{\text{А}}/(\sigma_{\text{Ксж}} w). \quad (2)$$

Разделив обе части уравнения (2) на h_0 и обозначив $k = S'_{\text{А}}/(wh_0)$ (коэффициент армирования), получим

$$\bar{h} = h''/h_0 = k\sigma_{\text{Ар}}/\sigma_{\text{Ксж}}. \quad (3)$$

Из равенства (3) видно, что с увеличением коэффициента k армирования увеличивается и относительная высота $\bar{h}$ сжатой зоны в стенке изделия и возможно переармирование, поэтому проверка условия $\bar{h} \le \bar{h}_{\text{кр}}$ обязательна.

На практике используют понятие процента армирования $k_1 = 1000 S'_{\text{А}}/(wh_0)$, %. На основании расчетов и с учетом эмпирических корректирующих коэффициентов приняты следующие проценты оптимального армирования: $k_1 = 1 \div 2$ % — в балках и трубах; $k_1 = 0{,}3 \div 0{,}6$ % — в плитах. Для элементов, работающих на сгиб, установлен минимальный процент армирования (0,05 %).

Выбор материала непрерывных армирующих элементов

Наиболее используемыми (доступными) материалами являются стальная проволока, стеклоровинг и стержни из стеклопластика, из более эффективных, но более дорогих — армирующие элементы из углепластика и на основе арамидных волокон.

Срок службы изделий, преднапряженно армированных стальными непрерывными элементами, меньше, чем изделий из других перечисленных материалов. Это можно объяснить двумя основными факторами:

1) благодаря высокой пластичности стальную проволоку можно натянуть с усилием, равным 50 % и более предельной прочности на разрыв (т. е. достаточно туго);

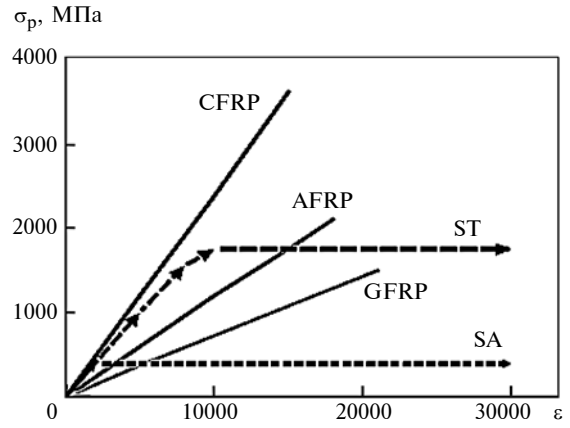


Рис. 2. Зависимости напряжения $\sigma_р$ от деформации ε для армирующих непрерывных элементов из углепластика CFRP, композита AFRP, армированного арамидным волокном, стеклопластика GFRP, стальной арматуры SA и стальной проволоки ST

2) поскольку сталь подвержена коррозии, а при натяжении диаметр проволоки уменьшается, то возрастает риск поперечного разрушения локально проржавевшего элемента. Это в целом сокращает гарантированный срок эксплуатации изделия.

В работе [3] показано, что замена стальной арматуры композиционными армирующими элементами увеличивает срок службы изделий, прежде всего вследствие замедления скорости релаксации напряжения натяжения и крипа армирующих струн, а также более высоких сопротивления усталости и демпфирующих свойств; немаловажными являются и более высокие удельная прочность и жесткость композиционной арматуры. Отметим, что при увеличении длины пролета погонажных изделий больше проявляются преимущества композиционной арматуры.

Однако при использовании композиционной арматуры не удается исключить некоторые технологические ограничения. В частности, уже на ранней стадии эксплуатации изделий [4] уменьшаются допустимые натяжения из-за риска расслоения интерфейса "арматура — композит" по сравнению со сталью.

Рассматриваемые композиционные материалы арматуры имеют разную коррозионную стойкость. Материалы, армированные арамидным волокном, имеют наибольшую разрывную прочность, но по стойкости к кислотам и щелочам уступают углепластику. Стеклопластик уступает стали, углепластику и композитам на основе арамидных волокон по эластичности. Углепластик превосходит все рассматриваемые материалы по жесткости, удельной прочности, термо- и химической стойкости, демпфирующим свойствам, но имеет высокую стоимость (дороже только композиты, армированные арамидным волокном). На рис. 2 [1] приведены зависимости напряжения $\sigma_р$ от относительной деформации ε для армирующих непрерывных элементов из разных материалов.

Расчет оптимального натяжения непрерывных армирующих элементов

С одной стороны, преднапряженное армирование повышает несущую способность погонажных изделий и минимизирует их прогиб при разных по величине нагрузках, с другой стороны, уменьшается способность к удлинению при растяжении, как и способность к диссипации энергии (рис. 3 [5]).

Эффективность преднапряженного армирования полимерных композитов зависит от множества факторов:

1) геометрии армирующих элементов и используемого способа передачи напряжения от арматуры на окружающий композит — механическое зацепление рифленых стеклопластиковых стержней и/или через адгезионный контакт при использовании стальной проволоки или стеклоровинга;

2) структурной целостности интерфейса "арматура — композит" при напряжениях растяжения ($\sigma_р$), близких к пределу прочности композита на разрыв ($\sigma_в$), которая определяется соотношением значений $\sigma_р$ и $\sigma_в$, а также — адгезии связующего к арматуре ($\sigma_{адг}$) (при $\sigma_{адг} \ll \sigma_в < \sigma_р$ возможны локальные отслоения композита от арматуры, при $\sigma_в < \sigma_р \le \sigma_{адг}$ — растрескивание композита вокруг арматуры);

3) релаксации натяжения армирующих элементов, включающей релаксацию в материале арматуры и релаксацию по интерфейсу "арматура — связующее".

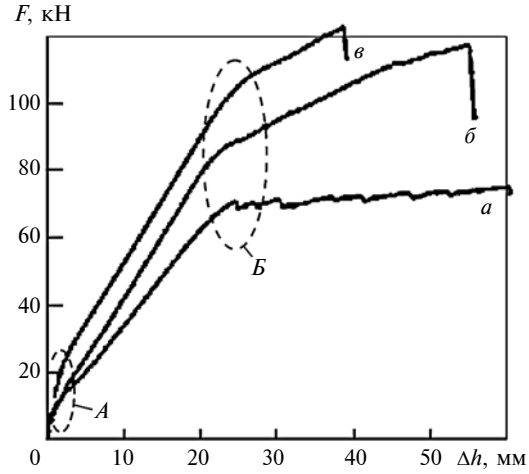


Рис. 3. Зависимости влияния нагрузки *F* на прогиб Δ*h* погонажного изделия без армирования (*а*) и с армированием непрерывными элементами из углепластика без натяжения (*б*), преднапряженное армирование (*в*):

А — зона упругих деформаций; *Б* — зона начала пластичных деформаций

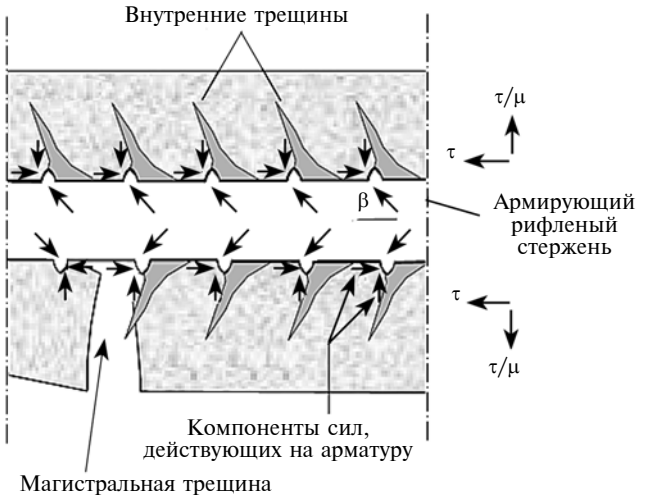


Рис. 4. Схема сил, действующих на рифленую арматуру (рифленый стержень из углепластика) и окружающий его эпоксидный полимер

В работе [6] предложена модель для случая, когда значительная доля усилия натянутой арматуры из углепластика передается на окружающий полимер (эпоксидная смола) через выступы рифленой поверхности армирующих стержней (рис. 4). Результирующая сила (указана стрелками) воздействия выступа арматуры на полимер направлена под углом β к продольной оси изделия и, соответственно, в модель вводится параметр $\mu = 1/\mathrm{tg}\beta$ — коэффициент передачи растягивающего напряжения в арматуре (действующего в продольном направлении) на композит (в радиальном направлении). Эта модель отличается от большинства похожих моделей высокой степенью адекватности реальным процессам в преднапряженном материале (отклонение от экспериментальных данных всего 4,25 %).

Данную модель мы приняли за основу с соответствующей коррекцией, учитывающей геометрию используемой арматуры, — гладкая стальная проволока и стеклоровинг вместо рифленых стержней, т. е. исключалась составляющая механического зацепления выступов арматуры, когда усилие от напряженной арматуры передается только по адгезионному контакту "арматура — композит".

Важными параметрами расчета являются: расстояние между армирующими элементами и расстояние от наружной поверхности изделия до армирующего элемента (глубина L_r залегания арматуры). Первый параметр определяет сопротивление растрескиванию материала изделия по интерфейсу "арматура — материал изделия" при максимальных растягивающих нагрузках, второй — коэффициент вовлечения армирующего элемента в общем структурном усилении изделия.

По отношению к композиту непосредственно на всей границе "арматура — композит" тангенциальное напряжение (МПа) (см. рис. 4) можно принять постоянным:

$$\tau = \frac{d}{4}\frac{\sigma_{\text{р}}}{L_d},$$

где d — диаметр арматуры, м; $\sigma_{\text{р}}$ — напряжение натяжения арматуры, МПа; L_d — эффективная длина воздействия преднапряжения арматуры или максимальный радиус, на котором в композите еще ощущается воздействие напряжения, передаваемого от арматуры, м (рис. 5).

Радиальные напряжения в композите, окружающем арматуру, убывает при удалении от границы интерфейса "арматура — композит" по гиперболической зависимости (см. рис. 5)

$$\sigma_r = \frac{\tau}{\mu} = \psi(C/d,\ r)\frac{d}{4}\frac{\sigma_{\text{р}}}{L_d},$$

где $\psi(L_r/d,\ r)$ — функция, учитывающая отношение глубины L_r залегания арматуры к ее диаметру d, гиперболически убывающая с увеличением расстояния r от границы интерфейса (для конкретного композиционного материала строится отдельно на основании эмпирических данных).

Теоретическая оценка степени повышения физико-механических свойств достаточно сложна из-за необходимости учета многих факторов и их корреляций. К определяющим факторам можно отнести материал используемых армирующих непрерывных элементов, их геометрию, степень натяжения, адгезию и физико-механические свойства интерфейса "армирующий элемент — материал изделия".

В качестве предпочтительных материалов армирующих элементов нами были выбраны стальная проволока ∅2,5 мм и стеклоровинг ∅3 мм. Выбор обусловлен, прежде всего, экономическими сооб-

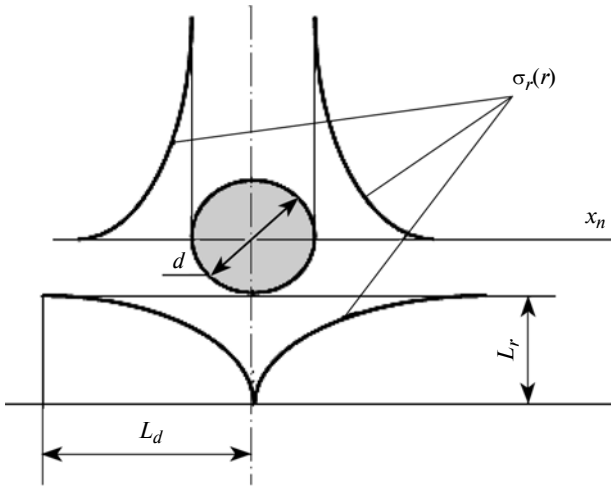


Рис. 5. Схема распределения напряжений в композите, окружающем натянутую арматуру

ражениями. Проведенные эксперименты показали, что для изделий из выбранных материалов оптимальное натяжение армирующих элементов составляет 57÷64 % их предельной прочности на разрыв, а для материалов ДПК-ТП — 48÷54 %.

С учетом релаксации напряжения в натянутой арматуре со временем (ползучесть материала), а также при повышении температуры экспериментально были установлены поправочные коэффициенты к полученным данным: 1,12—1,19 для стальной проволоки, 1,05—1,08 для стеклоровинга.

Способ и устройство для преднапряженного армирования погонажных изделий, формируемых плунжерной экструзией

Автором были разработаны способ и устройство для практической реализации преднапряженного армирования погонажных изделий натянутыми струнами из высокопрочных материалов непосредственно в процессе их формования плунжерной экструзией. При этом используется стандартное прессовое оборудование: гидравлические, эксцентриковые, фрикционные кривошипные пресса, которые имеют многие машиностроительные и станкостроительные заводы, а также предприятия по производству изделий из реактопластов.

Подготовка пресс-композиций не отличается от принятой подготовки. Например, подготовка высоконаполненной древесной пресс-композиции,

Таблица 1

Состав материалов ДПК-ТП

Компоненты	Содержание, % мас.	
	ДПК-ТП-3	ДПК-ТП-4
Измельченная древесина	52,8÷69,5	56,3÷75,2
Измельченные отходы полиэтилена низкого давления	—	20÷35
Измельченные отходы полиамидного корда	25÷35	—
Арселоновое волокно диаметром 10÷13 мкм длиной 21÷27 мм	4÷7	5÷8
Углеродное графитизированное волокно диаметром 9÷12 мкм длиной 17÷21 мм	2÷5	1÷2
Винилтриметоксисилан	—	1,6÷2,3
Перекись дикумила или бис-т-бутилпероксид	—	0,17÷0,25
Поливинилбутираль	—	0,1÷0,5
Стеарат цинка	0,3÷0,8	–
Барий-кадмиевый стеарат	—	0,2÷0,9
Мочевина	0,5÷0,9	0,2÷1,3
Изобутиловый спирт	—	0,8÷1,4
Полиалкилгидросилоксан	1,9÷2,5	—

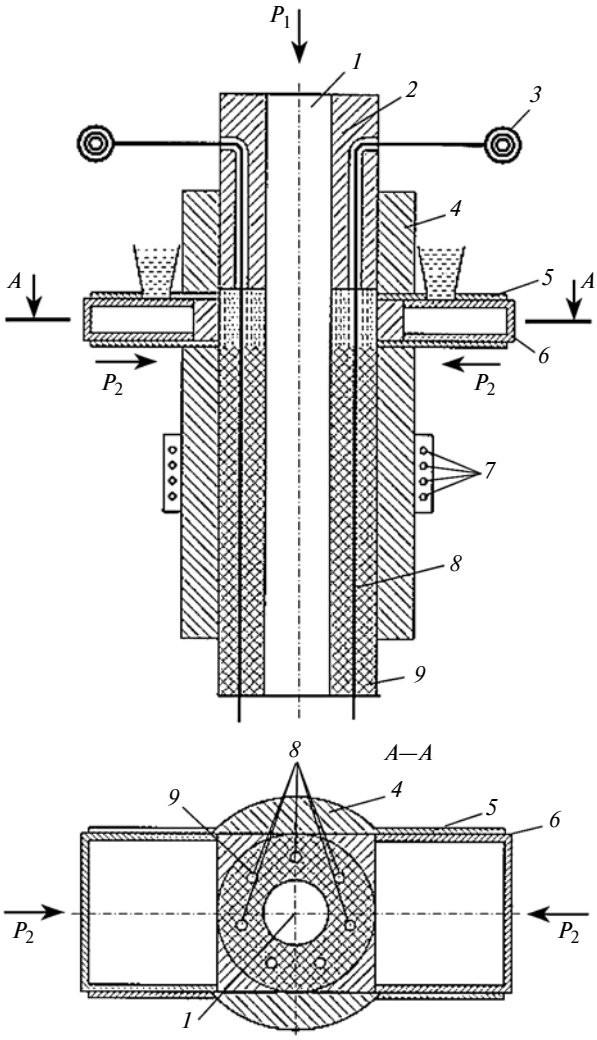


Рис. 6. Схема устройства для формования труб с параллельным армированием натянутыми элементами непрерывной длины:

1 — дорн; *2* — пуансон; *3* — катушка с гибким армирующим элементом; *4* — формующий канал; *5* — канал загрузки пресс-материала; *6* — пуансон загрузки; *7* — нагреватели; *8* — арматура; *9* — формуемое изделие (труба)

армированной рубленым синтетическим волокном, включает:

фракционирование и сушку измельченной древесины до влажности 1,5÷3 %;

измельчение отходов волокон и нитей в виде путанки на отрезки длиной 15÷25 мм с последующей сушкой (при необходимости);

далее для термореактивных композиций осуществляют смешивание измельченной древесины и армирующих волокон с соотношением (4—5):1 и импрегнирование полученной смеси термореактивным связующим;

для термопластичных композиций осуществляют смешивание измельченных отходов термопластичного полимера (корд, пленка, упаковочная тара) с древесным наполнителем и армирующими волокнами.

Таблица 2

Физико-механические свойства стеклопластиковых труб на эпоксидном связующем (ТУ 2296-250-24046478–95) и труб из ДПК-ТП

Показатели	Труба			
	Спиральная намотка с углом 55°	Непрерывная намотка	ДПК-ТП-3	ДПК-ТП-4
Предел прочности, МПа, при растяжении в направлении:				
тангенциальном	240	180	203	191
осевом	120	80	108	87
Модуль упругости, ГПа, в направлении:				
тангенциальном	25	19	21	19,5
осевом	12	8	10,1	8,4
Коэффициент линейного теплового расширения (осевой), 10^{-5} °С$^{-1}$	1,8	2,1	1,95	1,8
Плотность, кг/м^3	1800÷1900	1600÷1700	900÷1050	
Соотношение наполнитель/ связующее, % мас.	65÷72/35÷28	50÷55/50÷40	52,8÷69,5/25÷35	56,3÷75,2/20÷35
Напряжения, МПа, при растяжении (не более):				
тангенциальные	50	35	39	41
осевые	24	16	17	22
Деформация при растяжении (не более), мм/м	2	2	2	2

Затем порции композита прессуют с периодическим продвижением их по каналу, вдоль которого по контуру средней линии сечения формируемого изделия расположены натянутые армирующие струны, продвигающиеся по каналу синхронно с изделием. На рис. 6 приведена схема устройства для производства труб по предложенному способу. Дополнительное армирование происходит по длине изделия. Образцы досок и труб из разработанных нами материалов ДПК-ТП (табл. 1) по предложенному способу изготовлены на гидравлическом прессе усилием 160 т при натяжении непрерывных элементов 60÷70 % предельного напряжения на разрыв для стальной проволоки и 45÷50 % — для стеклоровинга. В табл. 2 приведены физико-механические свойства стеклопластиковых труб, изготовленных методом намотки, и труб из ДПК-ТП. Видно, что трубы из древесно-полимерных композитов, армированные натянутыми струнами из стеклоровинга, имеют сравнимые физико-механические характеристики со стеклопластиковыми трубами, а с учетом их меньшей стоимости (меньшие трудоемкость изготовления и стоимость сырья) могут занять часть рыночной ниши стеклопластиковых труб (в частности, труб технологических трубопроводов).

Таким образом, предложенный способ преднапряженного армирования погонажных изделий, формуемых методом плунжерной экструзии из древесно-полимерных композитов, обеспечивает прочность готовых изделий, конкурентную с прочностью стеклопластиков. Показана возможность переработки на одном и том же оборудовании термопластичных и термореактивных пресс-композиций. В частности, по предложенной технологии можно изготовлять трубы для технологических трубопроводов, транспортирующих химически активные среды, в том числе и абразивосодержащие, на горнообогатительных и химических производствах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Aslam M., Payam S., Mohd Z. J.** Strengthening of RC beams using prestressed fiber reinforced polymers — A review // Construction and Building Materials. 2015. V. 82. P. 235—256.
2. **Kim Y. J., Heffernan P. J.** Fatigue behavior of externally strengthened RC beams with fiber-reinforced polymers // Journal of Composites for Construction. 2008. V. 12 (3). P. 246—256.
3. **Nordin H.** Strengthening structures with externally prestressed tendons // Literature Review. Lulea: Lulea University of Technology. 2005. 84 p.
4. **Badawi M., Soudki K.** Flexural strengthening of RC beams with prestressed NSM CFRP rods — experimental and analytical investigation // Construction and Building Materials. 2009. V. 23 (10). P. 3292—3300.
5. **El-Hacha R., Gaafar M.** Flexural strengthening of RC beams using prestressed, near-surface mounted CFRP bars // PCI. 2011. V. 56 (4). P. 134—151.
6. **Hassan T., Rizkalla S.** Bond mechanisms of near surface mounted FRP bars and strips for flexural strengthening of RC structures // ACI Structural Journal. 2004. V. 101 (1). P. 830—839.
7. **Choi H. T., West J. S., Soudki K. A.** Effect of partial unbonding on prestressed nearsurface-mounted CFRP-strengthened RC T-Beams // Journal of Composites for Construction. 2010. V. 15 (1). P. 93—102.
8. **Nordin H., Taljsten B., Carolin A.** CFRP Near Surface Mounted Reinforcement (NSMR) for pre-stressing RC beams // Advances in Structural Engineering. 2003. V. 6 (3). P. 201—214.

УДК 621.89.59

Н. И. ХАБРАТ, инженер (Крымский инженерно-педагогический университет, г. Симферополь),
e-mail: ervin777@yandex.ru

Теория и расчет основных параметров однодисковых грузоупорных тормозов с винтовым замыканием

Рассмотрено силовое взаимодействие между деталями однодискового грузоупорного тормоза с винтовым замыканием для грузоподъемных машин. Установлены моменты сил трения, передаваемые разными сторонами тормозного диска, и условия работоспособности тормозного механизма. Приведена методика расчета и проектирования основных параметров механизма.

Ключевые слова: грузоупорный тормоз, винтовое замыкание, дисковый тормоз, коэффициент запаса торможения.

The force interaction between parts of one-disc automatic load sustaining brake with screw closure for hoisting machines is considered. The moments of friction forces, transferred by different sides of the braking disc, and the conditions of working ability of a braking mechanism are determined. The methodic for analysis and design of general mechanism parameters is presented.

Keywords: automatic load sustaining brake, screw closure, disc brake, braking margin of safety.

Правила Гостехнадзора [1] предусматривают в приводах механизмов подъема грузоподъемных машин установку тормозов постоянно замкнутого типа, обеспечивающих остановку опускаемого груза в заданное время торможения и его надежное удержание.

Во множестве известных конструкций тормозов, устанавливаемых на грузоподъемных машинах, требованиям эксплуатации в большей мере удовлетворяют грузоупорные тормоза с винтовым замыканием (далее тормоза), которые при работе автоматически создают требуемый тормозной момент, пропорциональный величине опускаемого груза. При этом уменьшается повышение динамических нагрузок на металлоконструкцию рамы крана и детали привода механизма подъема. Однако эти тормоза не нашли должного применения из-за недостаточной изученности силового взаимодействия их деталей.

Были проанализированы специальные источники информации. При этом в работах [2—8] были установлены недостаточные, а в ряде случаев и неточные описания силового взаимодействия деталей тормозов подобного типа и отсутствие проектировочных расчетов. В работах [9 и др.] только упоминается о тормозах рассматриваемой конструкции.

Цель работы — исследовать силовое взаимодействие деталей тормоза, дать его аналитическое описание, методику расчета основных параметров и основы проектирования.

Для решения поставленных задач рассмотрим конструкцию и работу тормоза (рис. 1) — одного из элементов привода механизма подъема. На валу *1* жестко закреплен упорный диск *2*, по винтовому сопряжению установлен нажимной диск *4*, между ними располагается тормозной диск *3*, который имеет зубья по наружному диаметру. Зубья входят в зацепление с нереверсивной собачкой *7*. Тормозной диск *3* на валу *1* установлен подвижно, а на нажимном диске *4* установлена шестерня *5* привода механизма подъема. Упорная шайба *6* ограничивает осевое смещение диска *4*.

Привод механизма подъема может осуществляться, во-первых, непосредственно через вал *1*, нажимной диск *4* и шестерню *5*, обеспечивая одновременно и привод тормоза [8]; во-вторых, через вал, параллельный валу *1*, рассматриваемого тормоза, приводя его в движение через шестерню *5* [3].

По первому варианту тормоз работает следующим образом. При включении привода механизма подъема, например грузоподъемного крана, вращение передается на вал *1*, далее через винтовое сопряжение вала и нажимного диска *4* шестерне *5*, а затем элементам привода. При этом нажимной диск *4*, навинчиваясь на вал *1*, сжимает тормозной диск *3*, который вращается вместе с деталями тормоза и собачка *7* не препятствует его вращению.

При отключении привода механизма подъема за счет силы тяжести поднятого груза элементы привода создают крутящий момент на шестерне *5*, который приводит к завинчиванию нажимного диска *4*, последующему сжатию в осевом направлении

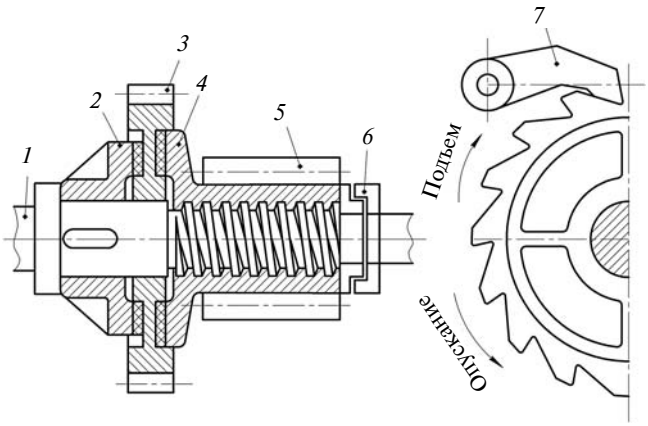


Рис. 1. Конструктивная схема грузоупорного однодискового тормоза с винтовым замыканием

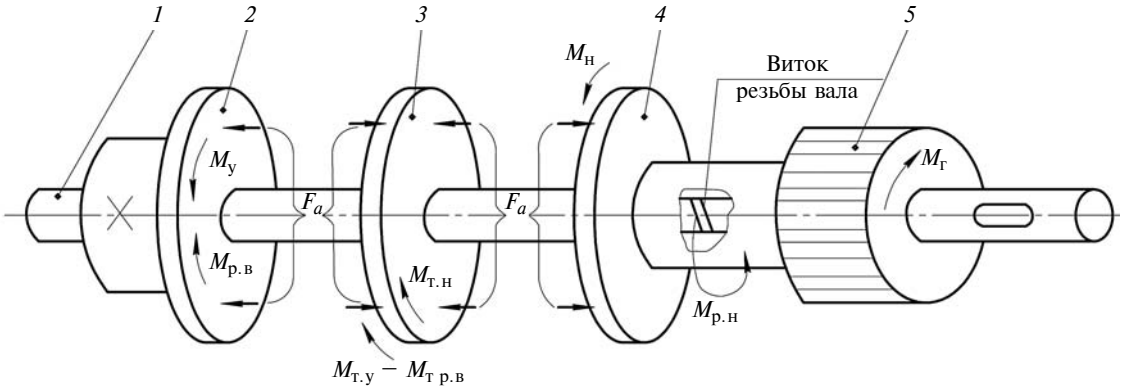


Рис. 2. Расчетная схема силового взаимодействия деталей однодискового грузоупорного тормоза с винтовым замыканием

тормозного диска *3* и обратному его вращению до момента входа в зацепление с собачкой *7*. При этом остальные детали тормоза какое-то время вращаются до полной остановки опускаемого груза, что обеспечивается автоматически созданием требуемого тормозного момента в течение заданного времени, т. е. обеспечиваются нормируемые инерционные силы, действующие на элементы привода и раму крана.

Исходя из изложенного, рассмотрим силовое взаимодействие деталей тормоза в заданном расчетном режиме торможения опускаемого груза (рис. 2).

Нажимной диск *4*, навинчиваясь по резьбе вала *1*, создает осевую силу F_a. Грузовой момент $M_г$, приложенный к шестерне *5* нажимного диска *4*, воспринимается моментом $M_н$ сил трения по его торцу и моментом $M_{р.н}$ сил на витках резьбы этого диска. Отметим и то, что созданному моменту $M_{р.н}$ сил противодействует момент $M_{р.в}$ сил на витках резьбы вала *1*, который передается на упорный диск *2*. Тормозной диск *3* с двух сторон сжимается осевой силой F_a при навинчивании нажимного диска *4* на вал *1*, воспринимает момент $M_у$ сил трения в том же направлении, что и момент $M_н$ сил, и противоположно направленный моменту $M_{р.в}$ сил.

Моменты сил от нажимного (*4*) и упорного (*2*) дисков, передаваемые на тормозной диск *3*, равны по величине и обратны по направлению, т. е. $M_н = -M_{т.н}$, $M_у - M_{р.в} = -(M_{т.у} - M_{т\ р.в})$.

Исходя из силового взаимодействия деталей тормоза, запишем условия равновесия дисков:

нажимного

$$M_г = M_н + M_{р.н} = \\ = 0{,}5F_aD_{с.н}f_н + 0{,}5F_ad_2\mathrm{tg}(\beta + \rho); \quad (1)$$

тормозного

$$M_г = M_у - M_{р.н} + M_н = \\ = 0{,}5F_aD_{с.у}f_у - 0{,}5F_ad_2\mathrm{tg}(\beta + \rho) + 0{,}5F_aD_{с.н}f_н, \quad (2)$$

где $D_{с.н}$, $D_{с.у}$ и d_2 — средние диаметры рабочих поверхностей трения соответственно нажимного и упорного дисков и резьбы; $f_н$ и $f_у$ — коэффициенты трения движения по сопрягаемым поверхностям нажимного и упорного дисков; β и ρ — углы подъема и трения по среднему диаметру d_2 резьбы.

Для обеспечения надежного затормаживания медленно опускаемого груза и преодоления сил инерции тормозной момент $M_т$ должен превышать грузовой момент $M_г$ в $K_т$ раз:

$$M_т = K_тM_г = 0{,}5F_a[D_{с.н}f_н + d_2\mathrm{tg}(\beta + \rho)] = \\ = 0{,}5F_a[D_{с.н}f_н + D_{с.у}f_у - d_2\mathrm{tg}(\beta + \rho)]. \quad (3)$$

Различие моментов сил, передаваемых разными рабочими поверхностями тормозного диска, подтверждают экспериментальные исследования автора.

Решив равенство (3) относительно $D_{с.у}f_у$, получим:

$$D_{с.у}f_у = 2d_2\mathrm{tg}(\beta + \rho). \quad (4)$$

Проанализируем работу тормоза при затормаживании. На тормозном диске действует момент $M_т$. При этом, как следует из уравнения (3), при $D_{с.у}f_у = 2d_2\mathrm{tg}(\beta + \rho)$ тормоз затормаживает опускаемый груз. При $D_{с.у}f_у > 2d_2\mathrm{tg}(\beta + \rho)$ момент сил трения на тормозе увеличивается, происходит ускоренное затормаживание опускаемого груза. При $D_{с.у}f < 2d_2\mathrm{tg}(\beta + \rho)$ тормозной момент, создаваемый при торможении опускаемого груза, уменьшается, а время торможения увеличивается. При отношении $D_{с.у}f/K_т$ тормозной момент, создаваемый тормозом, не обеспечивает затормаживания опускаемого груза.

Из уравнения (4) получаем условие работоспособности рассматриваемой конструкции тормоза с учетом коэффициента запаса торможения, которое при соблюдении условия (3) имеет вид:

$$D_{с.у}f_у \geq 2d_2\mathrm{tg}(\beta + \rho). \quad (5)$$

Анализ схемы силового взаимодействия деталей (см. рис. 2) и зависимости (4) показал, что при $D_{с.у} = [2d_2\mathrm{tg}(\beta + \rho)]/f_у$ момент сил на тормозе при опускаемом грузе будет оптимальным.

В связи с этим при определении основных параметров тормоза базовую зависимость (3) можно записать в двух вариантах:

$$M_т = K_т M_г = F_a[D_с f - 0{,}5 d_2 \mathrm{tg}(\beta + \rho)] \qquad (6)$$

при $D_{с.у} = D_{с.н} = D_с$, $f_у = f_н = f$, как это наиболее часто дается в технической литературе [3];

$$M_т = K_т M_г = 0{,}5 F_a[D_{с.н} f_н + d_2 \mathrm{tg}(\beta + \rho)] \qquad (7)$$

при

$$D_{с.у} \geq [2 d_2 \mathrm{tg}(\beta + \rho)]/f_у. \qquad (8)$$

Зависимости (6)—(8) показывают, что работоспособность тормоза при разных конструктивных исполнениях обеспечивается параметрами $D_{с.у}$ и $D_{с.н}$.

При этом для каждой из зависимостей (6) и (7) при принятых параметрах резьбовой пары осевая сила определяется по формуле

$$F_a = \pi d_2 h z [q], \qquad (9)$$

где z и h — соответственно число витков резьбы ступицы нажимного диска и их рабочая высота; d_2 — средний диаметр резьбы с углами подъема β и трения ρ; $[q]$ — допускаемое давление между витками в резьбовой паре.

Основные параметры тормоза рассчитываются с использованием базовых зависимостей (6)—(8) и выработанных практикой эксплуатации справочных данных по f и $[q]$ [3].

Определение размеров тормоза начинается с прочностного расчета диаметра вала, на котором устанавливаются детали тормоза, и последующего назначения параметров резьбы и внутреннего диаметра $d_в$ рабочих поверхностей трения нажимного и упорного дисков.

В зависимостях (2) и (3) и далее в расчетах использовали средние диаметры $D_{с.у}$ и $D_{с.н}$, определяемые по зависимости:

$$D_с = \frac{2(D_н^3 - d_в^3)}{3(D_н^2 - d_в^2)} = \frac{2}{3} d_в \frac{\psi^3 - 1}{\psi^2 - 1}, \qquad (10)$$

где $D_н$ — наружный рабочий диаметр тормозного диска; ψ — коэффициент, отражающий отношение диаметров наружной и внутренней поверхностей трения, т. е. $\psi = D_н/d_в$.

Представим зависимость (10) в виде:

$$\frac{D_с}{d_в} = \frac{2}{3} \frac{\psi^3 - 1}{\psi^2 - 1}. \qquad (11)$$

Параметр ψ по зависимости (11) хорошо аппроксимируется эмпирической зависимостью вида

$$\psi = (D_с/d_в - 0{,}244)/0{,}64. \qquad (12)$$

На основании базовых зависимостей (6)—(8) определяем средние диаметры $D_с$ поверхностей трения, а с учетом параметров $d_в$ и ψ — наружные диаметры поверхностей трения тормозных дисков. Такая последовательность решения упрощает определение $D_н$, который можно определить также решением неполного кубического уравнения зависимости (11) методом Карданно [10].

Условие, обеспечивающее работоспособность тормоза по зависимости (5), отличается от аналогичного условия, рекомендуемого работой [3, с. 287],

$$D_{с.у} f_у \geq K_т d_2 \mathrm{tg}(\beta + \rho)$$

при рекомендуемом $K_т = 1{,}25$.

Момент сил на тормозном диске по зависимости (6) отличается от рекомендации [3, с. 287]

$$M_т = 0{,}5 F_a f (D_{с.н} + D_{с.у})$$

не учетом момента сил сопротивления в резьбовом сопряжении и при $f_н = f_у = f$ приводит к неточностям силового взаимодействия деталей тормоза.

Анализом силового взаимодействия деталей тормоза по схеме на рис. 2 и зависимости (4), при ее соблюдении в конструкции тормоза, установлено, что сопротивление расторможенного тормоза (при опускании груза) будет минимальным и равным сумме сопротивлений в резьбовом сопряжении вала с нажимным диском и по поверхностям трения упорного и тормозного дисков. В этом случае диаметр упорного диска будет меньше диаметра нажимного диска при равных коэффициентах трения, т. е. при $f_н = f_у$.

Представим работу тормоза при опускании груза в аналитическом виде:

$$M_т = M_г + M_п, \qquad (13)$$

где $M_г$ и $M_п$ — моменты сил трения в тормозе (грузовой) и при опускании груза.

Представим моменты сил $M_г$ и $M_п$ в аналитическом виде:

$$M_г = 0{,}5 F'_a [D_{с.н} f_н + D_{с.у} f_у - d_2 \mathrm{tg}(\beta + \rho)]; \qquad (14)$$

$$M_п = 0{,}5 F'_a [D_{с.у} f_у + d_2 \mathrm{tg}(\beta - \rho)], \qquad (15)$$

где F'_a — осевая сила при работе тормоза в режиме опускания груза, которая в общем виде определяется зависимостью

$$F'_a = \frac{2(M_г + M_п)}{D_{с.н} f_н + 2 D_{с.у} f_у - d_2[\mathrm{tg}(\beta + \rho) - \mathrm{tg}(\beta - \rho)]}. \qquad (16)$$

В частных случаях зависимость (16) имеет вид: при $D_{с.у} = D_{с.н} = D_с$ и $f_у = f_н = f$

$$F'_a = \frac{2(M_г + M_п)}{2 D_с f - d_2[\mathrm{tg}(\beta + \rho) - \mathrm{tg}(\beta - \rho)]}; \qquad (17)$$

при $D_c f = 2d_2 \mathrm{tg}(\beta + \rho)$

$$F'_a = \frac{2(M_г + M_п)}{D_{с.н} f + d_2[3\mathrm{tg}(\beta + \rho) - \mathrm{tg}(\beta - \rho)]}. \qquad (18)$$

Определив осевую силу F'_a в тормозе по уравнению (17) или (18) в зависимости от конструкции тормоза, приводной момент $M_п$ при опускаемом грузе рассчитаем по зависимости (15).

Из сравнения уравнений (6) и (17) следует, что при опускаемом грузе абсолютная осевая сила F'_a меньше силы F_a, необходимой для удержания затормаживаемого груза, что подтверждает осциллограмма в работе [3].

Рассмотрим последовательность расчета основных параметров однодискового грузоупорного тормоза с винтовым замыканием. Для проектировочного расчета тормоза необходимы следующие параметры:

грузовой крутящий момент $M_г$, нагружающий ступицу нажимного диска;

коэффициент $K_т$ запаса торможения, принимаемый по рекомендациям Гостехнадзора [1] для проектируемого типа механизма;

минимальный диаметр $d_в$ наиболее нагруженной части приводного вала тормоза, полученный при предварительном проектировочном расчете на прочность;

условия работы тормоза — масляная ванна или всухую.

Последовательность расчета.

1. Для винтовой пары "вал — ступица нажимного диска" принимается резьба предпочтительно прямоугольного или трапецеидального сечения с внутренним диаметром $d_1 \geq d_в$, шагом $p \approx 0{,}2d_1$ и числом заходов $n = 2$—4 [2].

Рекомендуемые шаги резьбы $p = 2$, 3, 4, 5, 6, 10, 12, 16 и 20 мм с ее наружными диаметрами d от 20 до 52 мм через каждые 2 мм и с 55 до 100 мм через каждые 5 мм.

Средний диаметр d_2 прямоугольной и симметричной трапецеидальной резьб определяется по формуле $d_2 = d - 0{,}5p$, упорной — по формуле $d_2 = d - 3/4p$.

Внутренний диаметр d_1 прямоугольной и симметричной трапецеидальной резьб немного больше разности $d - p$.

2. Угол подъема резьбы по среднему диаметру рекомендуется принимать $\beta = 12 \div 15°$; $\beta = \mathrm{arctg}(np/\pi d_2)$ [2].

3. Для резьбовой части ступицы нажимного диска предпочтительно использовать бронзу. Угол трения $\rho = 6°$, допускаемые давления в резьбовой паре $[q_р] = 6 \div 8$ Н/мм^2 [2]. Для резьбовой пары "сталь — сталь" $[q_р] = 5 \div 6$ Н/мм^2 [2].

4. Коэффициенты трения $f_н$ и $f_у$ между дисками и допускаемые давления между ними $[\rho_н]$ и $[\rho_у]$ принимаются по рекомендациям работы [2].

5. По заданному числу витков резьбы ступицы нажимного диска $z = 7$—8 определяется осевое усилие сжатия тормозного диска

$$F_a = \pi d_2 z h [q_p],$$

где d_2 по п. 1, $[q_p]$ по п. 3; $h = 0{,}5p$ — рабочая высота витка резьбы.

6. По преобразованной зависимости (5) при $D_{с.у} = D_{с.н} = D_с$ и $f_у = f_н = f$ определяем средние наружные диаметры нажимного и упорного дисков по уравнению

$$D_с = [K_т M_г / F_a + 0{,}5 d_2 \mathrm{tg}(\beta + \rho)]/f,$$

которое должно удовлетворять уравнению (4).

Определив отношение $D_с/d_в$ и подставив его в зависимость (12), найдем коэффициент ψ, а затем определим $D_н = \psi\, d_в$.

Проверяется и при необходимости корректируется действующее по поверхностям трения дисков давление:

$$\rho = 4F'_a/[\pi(D_н^2 - d_в^2)] \leq [\rho],$$

где F'_a — осевая сила, сжимающая тормозной диск в момент опускания груза, определяемая по зависимости (17).

При проектировочных расчетах диаметров тормозных дисков при $D_{с.у} \geq [d_2 \mathrm{tg}(\beta + \rho)]/f_у$ сначала определяют средний диаметр упорного диска по зависимости (5):

$$D_{с.у} = [2d_2 \mathrm{tg}(\beta + \rho)]/f_у.$$

Затем с учетом отношения $D_{с.у}/d_в$ по зависимости (12) определяют ψ и потом $D_{н.у} = \psi\, d_в$.

Аналогично приведенным расчетам определяют действующие нормальные давления на поверхностях трения при опускании груза, т. е. при проскальзывании контактирующих поверхностей трения, и в случае необходимости корректируют параметры сопрягаемых деталей:

$$\rho = -4F'_a/[\pi(D_{н.у}^2 - d_в^2)] \leq [\rho];$$

где F'_a — осевая сила по контакту трущихся поверхностей, определяемая по зависимости (18).

Далее по преобразованной зависимости (7) определяется средний диаметр нажимного диска

$$D_{с.н} = [2K_т M_г / F_a - d_2 \mathrm{tg}(\beta + \rho)]/f$$

и наружный диаметр трения нажимного диска согласно приведенной выше последовательности, а также проводится проверка по действующим нормальным давлениям по поверхностям трения.

Если расчетные наружные диаметры нажимных дисков не удовлетворяют требованиям проектируемой конструкции, то корректируют или начальные параметры поверхностей трения, или принимают многодисковый вариант конструкции тормоза.

УДК 621.787

А. П. МИНАКОВ, М. Е. ЛУСТЕНКОВ, доктора технических наук,
Е. В. ИЛЬЮШИНА, канд. техн. наук, П. В. АФАНАСЬЕВ
(Белорусско-Российский университет, Беларусь, г. Могилев),
e-mail: lenatit@tut.by

Повышение качества гильз гидроцилиндров разной жесткости финишной упрочняющей пневмоцентробежной обработкой

При изготовлении гильз гидроцилиндров для упрочняющей финишной операции предложено использовать неэнергоемкое универсальное оборудование для пневмоцентробежной обработки, повышающее эксплуатационные показатели пары трения гильза-уплотнитель.

Ключевые слова: гильза гидроцилиндра, финишная упрочняющая пневмоцентробежная обработка, шероховатость поверхности, работа выхода электронов, контактная разность потенциалов, жесткость, износостойкость.

At manufacturing of hydraulic cylinder barrels for finishing strengthening operation it is suggested to use non-energy intensive universal equipment for pneumocentrifugal treatment, increasing performance characteristics of barrel-seal friction pair.

Keywords: hydraulic cylinder barrel, finishing strengthening pneumocentrifugal treatment, surface roughness, electronic work function, contact potential difference, stiffness, wear resistance.

Гильзы гидроцилиндров можно разделить на четыре группы [1]: I — жесткие; II — средней жесткости; III — малой жесткости; IV — тонкостенные [2].

Для упрочнения поверхностей деталей применяют пластическое деформирование. В работе [2] рассмотрены аспекты проектирования и осуществления чистового накатывания внутренних цилиндрических поверхностей деталей роликовым и шариковым накатниками. Жесткость внутренних цилиндрических поверхностей деталей, например, гильз, труб и втулок, определяет коэффициент (табл. 1) $K_c = \frac{t_n}{\sqrt{d_n}}$, где t_n — толщина стенки; d_n — внутренний диаметр раскатываемой поверхности.

Сложность финишной обработки гильз заключается в том, что при использовании жесткого роликового накатника имеют место значительные отклонения в макро- и микрогеометрии, так

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 46)

Выводы

1. Уточнены силовые взаимодействия деталей однодискового грузоупорного тормоза с винтовым замыканием, определяющие условие работоспособности тормозов данного типа на этапе проектирования.

2. Получены аналитические зависимости для определения основных параметров рассматриваемых тормозов, обеспечивающих их проектирование с рациональными энергозатратами при эксплуатации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Правила** устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. М.: Металлургия, 1983. 183 с.
2. **Александров М. П.** Подъемно-транспортные машины. М.: Высшая школа, 1985. 517 с.
3. **Александров М. П.** Тормоза подъемно-транспортных машин. М.: Машиностроение, 1976. 338 с.
4. **Грузоподъемные** машины / М. П. Александров, Л. Н. Колобов, Н. А. Лобов и др. М.: Машиностроение, 1986. 400 с.
5. **Бондаревский Ф. П., Корнеев Г. Б.** Детали машин и подъемно-транспортные машины. М.: Машиностроение, 1962. 552 с.
6. **Иванов М. Н., Комаров М. С.** Детали машин и подъемно-транспортные машины. Львов: Изд-во Львовского университета 1961. 558 с.
7. **Справочник** по кранам. В 2 т. Т. 2 / Под ред. М. М. Гохберга. Л.: Машиностроение, 1988. 509 с.
8. **Справочник** по кранам. В 3 т. Т. 2 / Под ред. А. И. Дукельского. М.: Машгиз, 1962. 352 с.
9. **Иванченко Ф. К.** Конструкции и расчет подъемно-транспортных машин. Киев: Вища школа, 1983. 332 с.
10. **Корн Г., Корн Т.** Справочник по математике. М.: Наука, 1988. 720 с.

как в процессе обработки происходит не только поверхностное пластическое деформирование (ГШД) микровыступов, но и объемное деформирование [3].

К финишной обработке внутренней поверхности гильз, например, центрального опрокидывающего механизма (ЦОМ) предъявляют жесткие требования по допуску на цилиндричность по всей длине детали [4], а также по макрогеометрии и шероховатости обработанной рабочей поверхности гильзы, которая должна составлять $Ra = 0{,}16 \div 0{,}63$ мкм.

При обработке внутренних цилиндрических поверхностей тонкостенных заготовок предусмотрена более грубая шероховатость, так как в целях исключения объемного деформирования заготовок и снижения риска некачественного изготовления применяют меньший натяг, чем при раскатывании жестких заготовок.

Известно, что 44 % отказов машин и механизмов связано с изнашиванием уплотнений [5]. Критерием предельного состояния гидроцилиндров является уменьшение общего КПД или увеличение более чем в 1,2 раза от установленного удельного объема выносимой рабочей жидкости, что не устраняется заменой уплотнителей и опорных колец.

Гидроцилиндры изготовляют в соответствии с учетом требований ГОСТ 16514—96 и ГОСТ 17411—91. Для гидроцилиндров с номинальным давлением $p \geq 10$ МПа КПД должен составлять не менее 90 %.

Показатель долговечности гидроцилиндров — гамма-процентный ресурс, т. е. суммарная наработка, в течение которой объект не достигает предельного состояния с гамма-вероятностью, выраженной в процентах.

Ресурсы гидроцилиндров, составляющие 90 %, должны соответствовать:

для одноступенчатого гидроцилиндра при $p \leq 16$ МПа и ходе $s \leq 500$ мм — не менее $2{,}5 \times 10^6$ циклов (двойных ходов); при $s > 500$ мм — не менее $2{,}5 \cdot 10^9/(2s)$ циклов; при $p > 16$ МПа и $s \leq 500$ мм — не менее 10^6 циклов; при $s > 500$ мм — не менее $10^6/(2s)$ циклов;

для телескопических гидроцилиндров — не менее $0{,}5 \cdot 10^5$ циклов.

Показатель безотказности гидроцилиндров — гамма-процентная наработка до отказа, т. е. наработка, в течение которой отказ объекта не возникает с гамма-вероятностью, выраженной в процентах.

Наработки гидроцилиндров до отказа, составляющие 90 %, должны соответствовать:

для одноступенчатых гидроцилиндров при $p \leq 16$ МПа и $s \leq 500$ мм — не менее $0{,}8 \times 10^6$ циклов; при $s > 500$ мм — не менее $0{,}8 \cdot 10^9/(2s)$ циклов; при $p > 16$ МПа и $s \leq 500$ мм — не менее $0{,}3 \cdot 10^6$ циклов; при $s > 500$ мм — не менее $0{,}3 \times 10^9/(2s)$ циклов;

для телескопических гидроцилиндров — не менее 104 циклов. Наработку до отказа и ресурс проверяют в соответствии с ГОСТ 22976—78 на режимах, установленных нормативными документами. Допускается надежность оценивать по пройденному гидроцилиндром пути [6, 7].

Высокая эффективность гидроцилиндра обеспечивается полной герметичностью. При этом его долговечность зависит от всех составляющих. Основные причины отказов силовых гидроцилиндров:

вынос масла по штоку из-за нарушения уплотнений штока;

внутренние перетечки рабочей жидкости в результате изнашивания резиновых уплотнений поршня;

деформации и изнашивание корпуса цилиндра, поверхностей гильзы, поршня, штока.

Основные отказы в работе связаны с изнашиванием уплотнений, чуть меньше отказов в результате изогнутости штока, остальные отказы составляют $\approx 5 \div 7$ % [5, 8].

Наибольшему изнашиванию подвергаются резиновые уплотнения поршня, крышки цилиндра и грязесъемника [9, 10], в результате чего повышаются внутренние и наружные утечки рабочей жидкости, снижается КПД гидроцилиндра. Ввиду потери эластичности и изнашивания уплотнений в сливную полость гид-

Таблица 1

Значения коэффициента K_c для цилиндрических деталей (трубы и втулки) в зависимости от категории жесткости и диаметра отверстия

Диаметры отверстий, мм	Категория жесткости			
	Жесткие	Средняя жесткость	Малая жесткость	Тонкостенные детали
До 25	1,50	1,00÷1,50	0,50÷1,00	0,50
25÷50	1,55	1,05÷1,55	0,55÷1,05	0,55
50÷75	1,60	1,10÷1,60	0,60÷1,10	0,60
75÷100	1,65	1,15÷1,65	0,65÷1,15	0,65
100÷125	1,70	1,20÷1,70	0,70÷1,20	0,70
125÷150	1,75	1,25÷1,75	0,75÷1,25	0,75
150÷175	1,80	1,30÷1,80	0,80÷1,30	0,80
175÷200	1,85	1,35÷1,85	0,85÷1,35	0,85
200÷225	1,90	1,40÷1,90	0,90÷1,40	0,90
225÷250	1,95	1,45÷1,95	0,95÷1,45	0,95
250 и более	2,00	1,50÷2,00	1,00÷1,50	1,00

роцилиндра попадают абразивные частицы, которые ускоряют процесс изнашивания, что приводит к разрыву резиновых уплотнений.

Наибольшее изнашивание уплотнений происходит в подвижных соединениях "поршневое кольцо — гильза гидроцилиндра" и "уплотнение — шток".

Рассмотрим пару трения "поршневое кольцо — гильза гидроцилиндра" и возможности повышения ее надежности и долговечности.

Гильзы гидроцилиндров изготовляют в основном из бесшовных горячекатаных труб (ГОСТ 8732—78), холоднотянутых и холоднокатаных труб (ГОСТ 8734—75) из сталей 20, 35 и 45 (ГОСТ 1050—88) [11, 12].

Для уплотнения поршня чаще всего применяют резиновые круглые кольца (ГОСТ 9833—73), которые ввиду эластичности плотно прилегают к мельчайшим неровностям металлической поверхности, что обеспечивает герметичность. В процессе эксплуатации из-за воздействия рабочей жидкости, температуры и нагрузок упругие свойства уплотнений ухудшаются, они изнашиваются. При этом в зависимости от физико-механических свойств резины изнашивание может быть трех видов: усталостное, абразивное и в результате заеданий [13].

Усталостное разрушение поверхностных слоев уплотнительного элемента происходит из-за цикличных нормальных напряжений и сил трения. Многократное деформирование резины в отдельных пятнах контакта приводит к разрушению, происходит отрыв материала.

Абразивное изнашивание характеризуется микрорезанием, которое происходит при движении внедрившихся выступов металлической поверхности по уплотнению.

Изнашивание при заедании происходит из-за увеличения

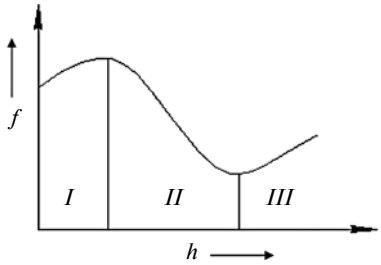


Рис. 1. Зависимость коэффициента *f* трения от относительной толщины *h* пленки смазочного материала (I — трение без смазочного материала; II и III — трение со смазочным материалом)

контактного давления, которое может возникать, например, при попадании абразивных частиц под уплотняющую кромку, в результате этого значительно увеличивается сила трения, что приводит к интенсивному изнашиванию.

Механизм трения определяет наличие или отсутствие пленки смазочного материала между контактирующими поверхностями. На рис. 1 приведена зависимость коэффициента f трения от относительной толщины h пленки смазочного материала — отношение толщины δ пленки между контртелами к параметру Rz шероховатости поверхности [5]. Поскольку уплотнения поршня контактные, пленка в паре трения может отсутствовать или ее толщина будет очень незначительной. Поэтому на изнашивание элементов значительно влияет шероховатость поверхности гильзы. Чтобы снизить параметр Rz, надо увеличить толщину h пленки смазочного материала (см. рис. 1, обратная зависимость), следовательно, режим трения перейдет в трение со смазочным материалом, коэффициент трения уменьшится. Очевидно, что на подвижные элементы в металлополимерной паре действуют и силы сухого трения, а при наличии тонкого слоя рабочей жидкости трение может быть смешанным и граничным [14].

Для уплотнений поршня установлены требования по надежности. При номинальных значениях давления и скорости движения поршня ресурс резиновых уплотнений должен составлять не менее 300 км, а для комбинированных (наполненный полиамид или фторопласт, термопластичный полиуретан) — не менее 700 км (ГОСТ 14896—84, ГОСТ 18829—73).

Согласно ГОСТ 30408—96 подвижные уплотнения должны обеспечивать герметичность в течение 4000 ч.

Уплотнительное кольцо поршня при установке сжимается и заполняет впадины микрорельефа гильзы, по которым просачивается масло. Работа пары трения характеризуется тремя этапами нагружения уплотнителя [15]. Сначала в поверхностном слое уплотнителя в результате деформации создаются напряжения, способствующие заполнению микронеровностей, и начальная поверхность контакта сопряженных поверхностей, которая исключает утечки. На втором этапе площадь контакта постепенно уменьшается, наблюдаются старение уплотнительного элемента и его изнашивание. Третий этап характеризуется наибольшим изнашиванием уплотнителя, в результате рабочая жидкость проникает в полости микрорельефа гильзы, что приводит к полному разъединению поверхностей трения, следовательно, ресурс уплотнения полностью израсходован.

Ресурс уплотнительного элемента зависит от рабочего давления, размеров площадки контакта поверхностей трения, шероховатости сопряженных поверхностей, особенностей микрорельефа гильзы и физических свойств сопрягаемых материалов.

Для увеличения износостойкости материалов пары трения необходимо соблюдать правило положительного градиента механических свойств и минимизировать внедрение контактируемого тела в сопряженную поверхность. Положительный градиент меха-

нических свойств обеспечивается изготовлением уплотнений с заданной точностью и шероховатостью поверхностей, а также применением материалов, позволяющих снизить коэффициент трения. Минимальное внедрение поверхностей обеспечивается снижением показателя шероховатости поверхности гильзы [15].

Установлено, что главным фактором для трения и изнашивания резинового уплотнения является шероховатость рабочей поверхности гильзы.

Установлено, что в паре трения сталь—полимер (гильза гидроцилиндра — уплотнительное кольцо) при шероховатости стальной поверхности $Ra > 0{,}1$ мкм полимер начинает интенсивно изнашиваться [16, 17].

Эксплуатационные характеристики гильзы гидроцилиндра зависят от качества поверхностного слоя рабочей поверхности, получаемого при механической обработке.

Поверхностный слой может отличаться от основного металла структурой, фазовым и химическим составами. Эти изменения происходят в процессе обработки заготовки. Значительное влияние на формирование поверхностного слоя оказывает последовательность и сочетание операций обработки, а также технологическая наследственность [18, 19].

На рис. 2 представлена структура поверхностного слоя, состоящая из следующих зон [20—22]:

зона 1 — адсорбированные из окружающей среды молекулы и атомы органических и неорганических веществ (толщина 1÷0,001 мкм);

зона 2 — продукты химического взаимодействия металла с окружающей средой (оксиды) (толщина 10÷1 мкм);

зона 3 — граничная, толщина которой составляет несколько межатомных расстояний, имеет иные, кристаллическую и электронную структуры, чем в объеме материала;

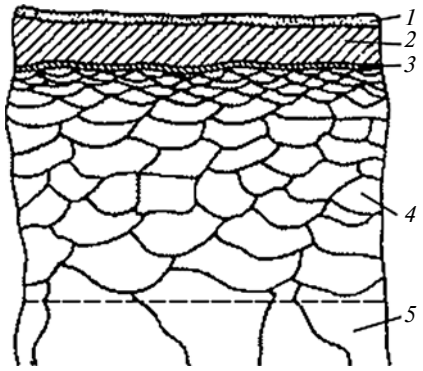


Рис. 2. Структура поверхностного слоя металла

зона 4 — измененные (по сравнению с основным металлом) структура, фазовый и химический составы, которые возникают при изготовлении детали и изменяются в процессе эксплуатации;

зона 5 — основной металл.

Разделение поверхностного слоя на зоны условное. Толщина каждой зоны может меняться в зависимости от состава металла, условий обработки и эксплуатации изделия.

Исследования показали, что выделить один показатель, определяющий качество поверхностного слоя деталей, невозможно. Для оценки состояния поверхностного слоя используют комплекс показателей. Их делят на геометрические (шероховатость поверхности, волнистость и макроотклонения) и физико-механические (твердость, остаточные напряжения, наклеп).

Изнашивание в паре трения "гильза — поршневое уплотнение" имеет усталостный характер и происходит в результате циклического нагружения. Основные показатели, определяющие эксплуатационные свойства данной пары трения: сопротивление усталости, износостойкость и герметичность соединения.

Герметичность соединений зависит от формы уплотнения, физико-механических свойств его материала, параметров микро- и макрогеометрии, степени упрочнения.

Существует ряд методов исследования свойств поверхностей и качества их обработки. Для управления свойствами обработанных поверхностей необходимо знать изменения физических и химических показателей, характеризующих твердое тело, например, таких, как работа выхода электронов (РВЭ) [23].

Процессы в паре трения гильза—уплотнитель зависят от энергетического состояния поверхностного слоя отверстия гильзы. Так как молекулы и атомы, находящиеся на поверхности твердого тела, имеют свободные связи, то поверхностный слой твердого тела обладает избытком энергии, что способствует возникновению адсорбции (поглощение), когезии (сцепление), адгезии (прилипание), смачивания и пр. Избыток энергии, приходящийся на единицу поверхности, называется поверхностной энергией [16].

Одним из показателей энергетического состояния поверхности является РВЭ [23]. По изменению РВЭ можно судить о многих процессах, происходящих на поверхности твердого тела и межфазных поверхностных слоях. РВЭ зависит от состояния поверхности и структурных изменений, а следовательно, от качества и способа ее обработки, наличия оксидов, адсорбционных газов, молекул смазочного материала и пр. Чем выше РВЭ в поверхностном слое, тем выше эксплуатационные характеристики изделия. Чем ниже РВЭ, тем интенсивнее изнашивание поверхности.

При изучении трибофизических и трибохимических процессов для измерения РВЭ используют метод контактной разности потенциалов (КРП). Разность потенциалов $\Delta U_к$ — обратная величина РВЭ, т. е. наименьшему КРП соответствует наибольшее РВЭ.

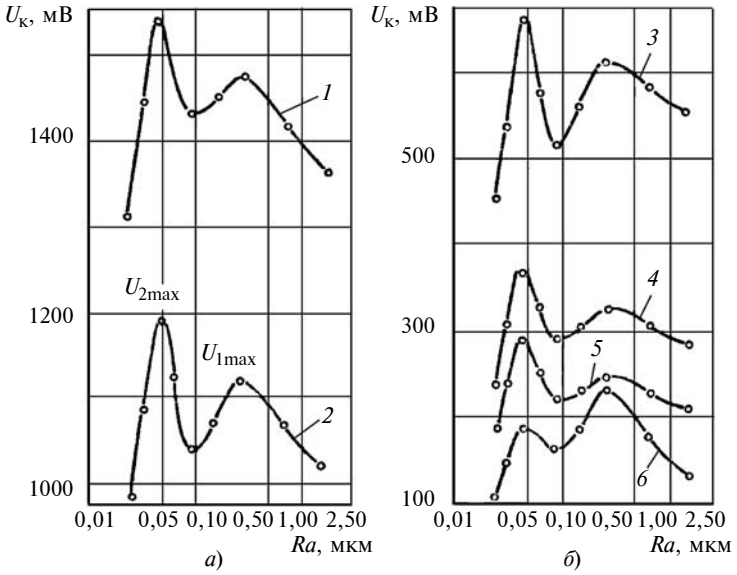


Рис. 3. Зависимости $U_к$ (КРП) от параметра шероховатости *Ra* поверхностей деталей из алюминия (*1*) и цинка (*2*) (*а*), латуни Л63 (*3*), стали 40Х (*4*), бронзы БрКМц3-1 (*5*) и меди (*6*) (*б*)

На рис. 3 представлены зависимости поверхностного потенциала $U_к$ от параметра *Ra* шероховатости поверхностей для разных материалов [23]. Данные зависимости имеют по два максимума (*Ra* = 0,32 и 0,05 мкм). Наибольшая РВЭ наблюдается при *Ra* ≤ 0,025 мкм, т. е. при такой шероховатости поверхность имеет наибольшую износостойкость, но для достижения данного параметра требуются большие трудозатраты.

Характер зависимости КРП от качества обработанной поверхности объясняется теорией усталостного разрушения материалов [24]. Кроме того, величина РВЭ зависит от числа, вида и динамики дефектов в поверхностном слое.

При механической обработке поверхностей образуется рельефный слой, под ним слой, насыщенный трещинами, а за ним слой со значительными остаточными напряжениями с повышенной плотностью дислокаций (рис. 4). Максимальные напряжения находятся на границе между зонами *A* и *B*, минимальные — на границе между зоной *B* и исходным ненарушенным металлом. Соотношение толщин зон *A* и *B* 1:9.

При финишной обработке абразивным инструментом нарушаются толщины слоев *A* и *B*, их границы залегания, высоты неровностей профиля поверхности, изменяются структуры поверхностных слоев, что обусловливает разную плотность дефектов по всей обработанной поверхности.

При грубой обработке поверхности (*Ra* = 1,25÷2,00 мкм) наблюдается плавное повышение КРП. Это объясняется формированием поверхностного слоя, содержащего большое число дефектов разных видов, которые являются активными центрами с низкими РВЭ. При снижении *Ra* до 0,32 мкм происходит рост КРП. Это объясняется значительной разориентацией и большим размельчением блоков зерен металла и интенсивным образованием дефектов, а также новых поверхностей [23].

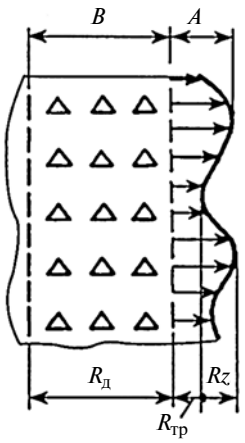


Рис. 4. Схема поверхностного слоя ($R_{тр}$ — слой с трещинами; $R_д$ — зона многочисленных дислокаций)

Анализ зависимости $U_к$ от *Ra* для стали 40Х показал, что при финишной обработке внутренней цилиндрической поверхности гильзы гидроцилиндров необходимо избегать шероховатостей, соответствующих двум максимумам КРП, т. е. *Ra* = 0,05 и 0,32 мкм. Предпочтительные назначения: *Ra* > 0,05 мкм, *Ra* < 0,32 и *Ra* = 0,08÷0,10 мкм, что подтверждено экспериментальными исследованиями с применением суперфинишной пневмоцентробежной обработки (ПЦО) гильз гидроцилиндров [25].

Рентгеновские и электронографические исследования полированных поверхностей показали, что на тонкие поверхностные слои (слои Бейльби), толщина которых колеблется от 10^{-3} мкм до нескольких микрометров, состоят из большого числа беспорядочно расположенных и чрезвычайно мелких кристаллов [23], т. е. поверхность металла находится в высокодисперсном кристаллическом состоянии.

Измельченная ультрадисперсная (размер частиц 0,10÷0,01 мкм) структура поверхности характеризуется высокой прочностью. Полирование устраняет дефекты и значительно увеличивает объемную прочность [23].

Зависимость $U_к$ от параметров *Ra* нельзя объяснить только различием параметров профиля поверхности, важно и физическое состояние поверхности при достижении данной шероховатости. Данные зависимости для разных материалов имеют одинаковый характер. Это указывает на то,

Таблица 2

Значения натяга *t* при раскатывании жесткими сепараторными раскатниками при разных исходном и требуемом параметрах шероховатости, мм

Исходный *Ra*, мкм	Требуемый *Ra*, мкм			
	0,32	0,16	0,08	0,04
1,25	0,010÷0,040	0,015÷0,050	0,02÷0,06	0,02÷0,08
2,50	0,030÷0,060	0,040÷0,070	0,06÷0,09	0,08÷0,11
5,00	0,060÷0,100	0,080÷0,130	0,09÷0,16	0,14÷0,19
10,00	0,120÷0,170	0,140÷0,190	0,17÷0,22	0,19÷0,24
20,00	0,015÷0,220	0,180÷0,230	0,21÷0,27	—

что есть единый механизм возникновения дислокаций и управления их движением, а также появлением и ростом трещин [23].

В работе [26] представлены технологические возможности достижения шероховатости Ra = = 0,04 мкм внутренней цилиндрической поверхности с помощью жесткого роликового накатника (табл. 2). Обеспечение данной шероховатости обусловлено полем допуска (натяг) для рабочей поверхности гильзы. Однако технологические возможности отечественного оборудования недостаточны для финишной обработки гильз растачиванием с последующим ППД поверхности заготовки.

Износостойкость рабочей поверхности гильзы можно повысить рациональным сочетанием технологических операций, т. е. определенной их последовательностью (табл. 3) [25]. Оптимальной обработкой для внутренних поверхностей гильз гидроцилиндров является ПЦО [25].

Для изготовления гильз высокого качества необходимо дальнейшее совершенствование финишной упрочняющей ПЦО.

Деформационное упрочнение поверхности выполняют стальными шарами, движущимися по кольцевой траектории в турбулентном кольцевом потоке сжатого воздуха и перемещающимися по обрабатываемой поверхности относительно продольной оси заготовки. Происходит импульсно-ударное воздействие на исходный микрорельеф, полученный в результате лезвийной обработки [1].

Исследовали применение ПЦО для внутренней поверхности выдвижной трубы ЦОМ из стали 45 (ГОСТ 1050—89, HB = 156÷217), прошедшей нормализацию: наружный диаметр — 100 мм; диаметр отверстия — $87^{+0,14}$ мм; длина 867 мм; допуск на цилиндричность — 0,04 мм; Ra = 0,63 мкм. Указанный в технической документации параметр шероховатости поверхности Ra = 0,63 мкм является оптимальным.

Финишную упрочняющую ПЦО опытной партии гильз выполняли на токарно-винторезном станке 1М63 в специальном приспособлении.

Исходная шероховатость поверхности под упрочняющую ПЦО составляла Ra = 2,5 мкм. Использовали двухрядный накатник пневмоцентробежного действия, оснащенный стальными шарами. Параметры режима обработки: давление подводимого к инструменту сжатого воздуха p = 0,25 МПа; частота вращения заготовки n = 800 мин$^{-1}$; подача инструмента s = 240 мм/мин; число ходов инструмента i = 1.

В результате обработки опытной партии заготовок достигнуты следующие параметры поверхности: $Ra \leq 0,63$ мкм; цилинд-

Таблица 3

Последовательность выполняемых операций и значение показателя качества обработки отверстий при разных сочетаниях технологических операций

Вариант	Номер операции					*Ra*, мкм	Износ, мкм
	1	2	3	4	5		
1	Ш	ЧШ	Х	Р	Н	0,21	6
2	Ш	ЧШ	Х	ЧХ	ЧП	0,24	8
3	Ш	ЧП	Х	П	ЧП	0,17	7
4	Ш	Х	ЧХ	ЧП	Н	0,17	4
5	Ш	Х	П	ЧП	Н	0,19	2
6	Ш	Х	П	Н	—	0,22	7
7	Ш	Х	ЧХ	ЧП	—	0,23	10
8	Ш	Х	ЧХ	Н	—	0,27	6
9	Ш	Х	ЧП	Н	—	0,21	5
10	ЧР	ПЧР	ЧИР	Н	Упрочняющая ПЦО	0,16	—
11	ЧР	ПЧР	ЧИР	Н (Ra = 0,16 мкм)	Суперфинишная ПЦО	0,10÷0,16	—

Примечание. Обозначения: Ш — шлифование; Х — хонингование; ЧШ — чистовое шлифование; ЧХ — чистовое хонингование; Н — накатывание; П — притирка; ЧП — чистовая притирка; ЧР — черновое растачивание; ПЧР — получистовое растачивание; ЧИР — чистовое растачивание.

ричность ≤0,04 мкм; внутренний диаметр гильзы $87^{+0,14}$ мм.

При исходной шероховатости поверхности под накатку Ra = = 0,8÷0,5 мкм (s = 600 мм/мин) достигается шероховатость Ra = = 0,14÷0,16 мкм.

По сравнению с жестким роликовым накатником, традиционно используемым для изготовления нежестких заготовок гильз гидроцилиндров, пневмонакатник центробежного действия имеет неоспоримые преимущества: не искажает геометрию, полученную на предшествующей ПЦО операции; не требует применения СОЖ, потребляет значительно меньше электроэнергии; заготовка при обработке не нагревается; стоимость инструмента существенно ниже ввиду простоты изготовления. При ПЦО отверстия диаметром 100 мм развиваемая шаром диаметром 10 мм центробежная сила составляет 30 Н, крутящий момент — 1,5 Н · м.

В отличие от традиционных процессов резания (хонингование, обработка щетками) для повышения износостойкости можно применять финишную упрочняющую ПЦО для обработки внутренней рабочих поверхностей картеров автогидроусилителей и других корпусных деталей, где требуется цилиндричность внутренней поверхности не выше 3 мкм, что обеспечивается предшествующей операцией хонингования и сохраняется после упрочняющей ПЦО.

Таким образом, разработана высокотехнологичная энергосберегающая финишная упрочняющая ПЦО для нежестких гильз гидроцилиндров. Применяемый инструмент — пневматический шариковый накатник центробежного действия со стальными шарами, прост, надежен и не требует применения СОЖ.

Финишная упрочняющая ПЦО для внутренней поверхности гильз гидроцилиндров обеспечивает требуемую цилиндричность, сохраняя данный показатель от предшествующей ПЦО технологической операции.

Для повышения износостойкости рабочих поверхностей гильз гидроцилиндров предлагается назначать их шероховатость с учетом КРП, избегая двух максимумов, которым соответствуют минимальные значения РВЭ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Технологические** основы финишной упрочняющей пневмовибродинамической обработки нежестких деталей в машиностроении / А. П. Минаков, И. Д. Камчицкая, Е. В. Ильюшина и др. Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2015. 251 с.
2. **Парфиянович В. С.** Руководство по проектированию процессов чистового накатывания. Минск: Полымя, 1983. 88 с.
3. **Технология** поверхностного пластического деформирования автомобильных деталей: РТМ 37.002.0024—71 / Под ред. В. А. Карпова. М.: Типография НИИТавтопрома, 1971. 100 с.
4. **Справочник** конструктора машиностроителя. Т. 1 / Под ред. М. Н. Жестковой. М.: Машиностроение, 2006. 928 с.
5. **Богдан Н. В.** Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Пневматические и гидравлические системы. Минск: Ураджай, 2002. 426 с.
6. **ГОСТ 18464—96.** Гидроприводы объемные. Гидроцилиндры. Правила приемки и методы испытаний. Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2001. 13 с.
7. **ГОСТ 16514—96.** Гидроприводы объемные. Гидроцилиндры. Общие технические требования. Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2001. 3 с.
8. **Гидравлика,** гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.
9. **Токаренко В. М.** Надежность гидропривода автомобилей-самосвалов. Киев: Высшая школа, 1989. 183 с.
10. **Крившин А. П., Суриков А. Я., Баженов В. Г.** Повышение надежности и долговечности дорожных машин / Под ред. А. П. Крившина. М.: Транспорт, 1966. 187 с.
11. **Марутов В. А., Павловский С. А.** Гидроцилиндры. Конструкции и расчет. М.: Машиностроение, 1966. 171 с.
12. **Кабаков М. Г., Стесин С. П.** Технология производства гидроприводов. М.: Машиностроение, 1974. 192 с.
13. **Техническая** диагностика гидравлических приводов / Т. В. Алексеева, В. Д. Бабанская, Т. М. Башта и др.; под общ. ред. Т. М. Башты. М.: Машиностроение, 1989. 264 с.
14. **Попов Д. Н.** Механика гидро- и пневмоприводов. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. 320 с.
15. **Березин М. А., Кузнецов В. В., Водяков В. Н.** Прогнозирование ресурса уплотнительных соединений в гидросистемах // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2006. № 10. С. 36—41.
16. **Гаркунов Д. Н.** Триботехника: Износ и безызносность. М.: МСХА, 2001. 616 с.
17. **Мышкин Н. К., Петроковец М. И.** Трибология. Принципы и приложения. Гомель: ИММС НАНБ, 2002. 310 с.
18. **Гасанов Ю. Н.** Износ поверхностей деталей, обработанных при различных сочетаниях технологических операций // Вестник машиностроения. 2001. № 4. С. 50—52.
19. **Ящерицын П. И., Рыжов Э. В., Аверченков В. И.** Технологическая наследственность в машиностроении. Минск: Высшая школа, 1977. 254 с.
20. **Богданович П. Н., Прушак В. Д.** Трение и износ в машинах. Минск: Высшая школа, 1999. 374 с.
21. **Рудзит Я. А.** Качество поверхности и эксплуатационные свойства деталей машин и приборов. Рига: РПИ, 1982. 102 с.
22. **Фельдштейн Е. Э., Баршай И. Л., Шелег В. К.** Управление формированием качества поверхности деталей при механической обработке: Монография. Минск: БИТУ, 2006. 227 с.
23. **Шпеньков Г. П.** Физикохимия трения. Минск: Университетское, 1991. 397 с.
24. **Иванова В. С., Терентьев В. Ф.** Природа усталости металлов. М.: Металлургия, 1975. 455 с.
25. **Ильюшина Е. В.** Суперфинишная пневмоцентробежная обработка гильз гидроцилиндров: Дис. ... канд. техн. наук. Могилев, 2009. 157 с.
26. **Одинцов Л. Г.** Упрочнение и отделка деталей поверхностным пластическим деформированием: Справочник. М.: Машиностроение, 1987. 328 с.

УДК 621.914.1

А. Е. ПЕРМИНОВ, С. В. БАБИН, кандидаты технических наук, Е. Ю. ПРОКОФЬЕВ (Ступинский филиал МАИ), e-mail: bsv_sfmai@mail.ru

Особенности фрезерования деталей концевыми фрезами

Приведены результаты исследований встречного фрезерования концевыми фрезами плоских и сопряженных поверхностей типа контуров. Установлено, что для повышения точности обработки данных деталей глубину резания следует выбирать с учетом диаметра фрезы.

Ключевые слова: встречное фрезерование, сопряженные поверхности, точность обработки, концевые фрезы.

The research results of opposed milling by end mills of flat and mating surfaces of contour type are presented. It is determined, that for processing accuracy improvement of these parts the cutting depth should be selected taking into account mill diameter.

Keywords: opposed milling, mating surfaces, processing accuracy, end mills.

Важное направление в совершенствовании авиационной техники — снижение массы конструкционных материалов при сохранении прочности и жесткости конструкции, что обусловливает необходимость усложнения их форм с использованием различных закрытых и полуоткрытых карманов, наружных и внутренних выемок (рис. 1).

Как правило, данные конструкционные элементы выполняют концевыми фрезами, которые имеют низкую жесткость. При обработке наружных и внутренних контуров съем металла осуществляется чаще всего встречным фрезерованием боковой поверхностью фрезы или одновременно боковой и торцевой поверхностями. Ось фрезы устанавливают параллельно поверхности обрабатываемого контура.

Встречное фрезерование по сравнению с попутным фрезерованием осуществляется при меньших вибрациях ввиду более плавного врезания зубьев фрезы в заготовку, поэтому не требуется повышенная жесткость станка в направлении подачи и устранение осевого зазора между ходовым винтом и гайкой механизма подачи стола.

Особенностью встречного фрезерования является то, что при обработке на горизонтальном фрезерном станке вертикальная составляющая силы резания, действующая со стороны фрезы на заготовку, изменяется не только по величине, но и по направлению в зависимости от соотношения глубины резания и диаметра фрезы. Она может быть направлена как вверх, так и вниз, что снижает точность обработки.

Данная зависимость теоретически обоснована в работе [1] и экспериментально подтверждена в работе [2] для встречного фрезерования плоских поверхностей.

Фреза и заготовка могут отталкиваться или прижиматься друг к другу, при этом концевая фреза малой жесткости испытывает большие упругие деформации (рис. 2).

Установлено условие, при котором вертикальная составляющая силы отсутствует:

$$t = Dk^2/(1 + k^2),$$

где $k = P_y/P_z$; t — глубина резания; D — диаметр фрезы.

Соотношение глубины t резания и диаметра D фрезы определяет угол φ контакта фрезы с за-

Рис. 1. Деталь сложной формы

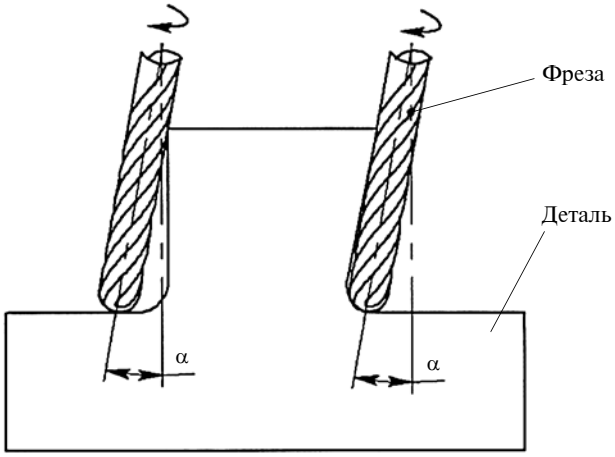


Рис. 2. Схема отталкивания и затягивания фрезы малой жесткости при фрезеровании

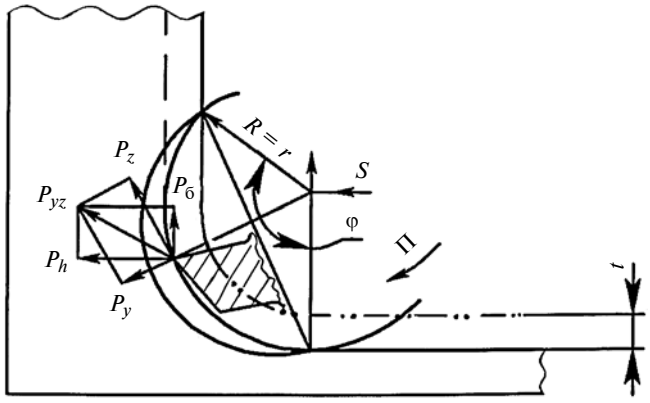


Рис. 3. Схема сил, действующих при взаимодействии фрезы с заготовкой

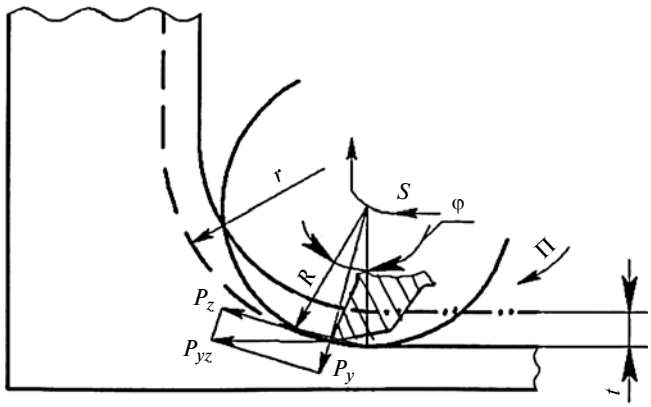


Рис. 4. Схема сил, действующих при фрезеровании инструментом с радиусом меньше радиуса сопряжения

готовкой, от которого зависит направление и величина вертикальной составляющей силы. При $k = 0{,}4 \div 0{,}6$ глубина резания должна составлять $t = (0{,}14 \div 0{,}26)D$, а угол контакта фрезы с заготовкой должен находиться в диапазоне $\varphi = 43 \div 62°$. При меньшей глубине резания и, соответственно, меньших углах контакта, вертикальная составляющая будет направлена вниз, а при бóльших значениях — вверх. Данная зависимость справедлива и для встречного фрезерования плоских поверхностей на вертикальном фрезерном станке.

Рассмотрим фрезерование на универсальном вертикальном фрезерном станке внутреннего контура, угол сопряжения поверхностей которого составляет 90°. Радиус R концевой фрезы должен быть равен радиусу r сопряжения поверхностей контура. При этом угол контакта фрезы с заготовкой составляет более 90°. Результирующая сила резания прижимает фрезу к заготовке, что увеличивает погрешность изготовления детали, т. е. приводит к так называемому зарезу (рис. 3). Обозначенные на схеме силы резания расположены в горизонтальной плоскости, поэтому вертикальная составляющая силы заменена и обозначена как горизонтальная боковая сила $P_б$.

Практика показала, что при контурном фрезеровании даже при малых значениях глубины и подачи неточности из-за упругой деформации технологической системы, в которой наиболее податливым звеном является концевая фреза, могут быть значительными. Снижение производительности для получения заданной точности не дает положительного результата, так как при снижении глубины резания до минимума угол контакта фрезы с заготовкой не может быть меньше 90°.

Сложность выполнения подобных операций заключается в том, что в ряде случаев приходится фрезеровать контуры большой глубины (свыше 50 мм), радиусы сопряжений поверхностей которых могут быть очень небольшими (до 10 мм). Это обусловливает необходимость применения концевых фрез малого диаметра и большой длины, имеющих низкую жесткость и испытывающих упругую деформацию при воздействии сил резания.

Для повышения точности обработки рационально применять концевые фрезы с радиусом меньше радиуса сопряжения поверхностей контура ($R < r$). При этом траектория фрезы должна быть эквидистантна обрабатываемой поверхности контура, что возможно при использовании фрезерных станков с ЧПУ. Угол контакта фрезы с заготовкой существенно снижается, удается устранить вышеуказанные дефекты, но только при снижении боковой составляющей силы до минимума (рис. 4).

На рис. 3 и 4 показаны схемы сил, действующих со стороны фрезы на заготовку. Согласно третьему закону механики, равные им силы, действующие со стороны заготовки на фрезу, направлены прямо противоположно (на рисунках не показаны).

Для повышения точности обработки при встречном фрезеровании концевыми фрезами плоских или сопряженных поверхностей важно правильно выбрать глубину резания с учетом диаметра фрезы так, чтобы силы резания не отталкивали и не прижимали фрезу к заготовке.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Игнатов М. Г., Бабин С. В., Перминов А. Е.** К вопросу об изменении вектора вертикальной составляющей силы резания при встречном фрезеровании // Вестник машиностроения. 2006. № 1. С. 75, 76.

2. **Игнатов М. Г., Перминов А. Е., Прокофьев Е. Ю.** Влияние вектора вертикальной силы резания на точность и шероховатость обрабатываемой поверхности при встречном фрезеровании // Вестник машиностроения. 2008. № 9. С. 49, 50.

УДК 621.91.002

Ю. З. ЖИТНИКОВ, д-р техн. наук (Ковровская ГТА им. В. А. Дегтярева), Б. Ю. ЖИТНИКОВ, д-р техн. наук (Владимирский юридический ин-т ФСИН РФ), А. А. КЛЫЧЕВ (ООО "ЭКТА-СПМ", г. Ковров), e-mail: kgta_tms@mail.ru

Обоснование надежного и качественного закрепления заготовок в трехкулачковых патронах на станках с ЧПУ

Приводятся теоретически обоснованные и экспериментально подтвержденные требования надежного закрепления заготовок в трехкулачковых патронах на станках с ЧПУ с учетом упругих и упругопластических деформаций их взаимодействующих поверхностей.

Ключевые слова: станок с ЧПУ, трехкулачковый патрон, заготовка, закрепление, упругие и упругопластические деформации.

The theoretically substantiated and experimentally confirmed requirements of reliable billet fixing in three-jaw chucks on NC machine tools accounting elastic and elastoplastic deformations of their interacting surfaces are presented.

Keywords: NC machine tool, three-jaw chuck, billet, fixing, elastic and elastoplastic deformations.

Обработка заготовок на современных станках с ЧПУ осуществляется на повышенных режимах, при которых возникают значительные силы и моменты резания. Поэтому для закрепления заготовок в трехкулачковых патронах требуется приложить значительное усилие. Рассмотрим обработку заготовок только при действии моментов резания (наружное и внутреннее обтачивание заготовок, сверление или фрезерование торцевых поверхностей заготовок).

При обработке на частотах вращения патрона $n > 500$ мин$^{-1}$ возникают центробежные силы инерции, действующие на кулачки, равные одной трети и более необходимых сил закрепления заготовки. Такие силы ослабляют закрепление, а это может привести к провороту заготовки вокруг оси, удерживаемой кулачками патрона, и производственному браку деталей. Поэтому силы закрепления должны быть больше центробежных сил инерции на величину, равную им.

Заготовки закрепляют в статическом положении, а суммарная сила закрепления может вызвать появление на взаимодействующих поверхностях заготовок и кулачков не только упругих, но и пластических деформаций. При закреплении заготовок за обработанную поверхность появление остаточных пластических деформаций может привести к браку заготовок. В связи с этим необходимо дополнительно рассчитать достаточные условия надежного закрепления, при которых обеспечиваются или только упругие деформации поверхностей заготовок, взаимодействующих с кулачками патрона, или упругопластические деформации, не превышающие заданных значений, это в случае закрепления заготовок за необработанную поверхность.

Обоснуем необходимые и достаточные условия надежного и качественного закрепления заготовок в трехкулачковых патронах на станках с ЧПУ.

Рассмотрим необходимые условия надежного закрепления заготовки в трехкулачковом патроне при точении, торцевом фрезерования или сверлении. Расчетные схемы приведены на рисунке. Заготовка будет надежно удерживаться в трехкулачковом патроне от проворота под действием силы резания при относительно малой частоте вращения шпинделя, если момент трения $M_{тр}$ заготовки под действием силы нормального давления кулачков будет больше момента $M_р$ резания:

$$M_{тр} > M_р. \quad (1)$$

Момент трения определяется по формуле:

$$M_{тр} = 3NfR_1, \quad (2)$$

где N — сила нормального давления кулачков на поверхность заготовки; f — коэффициент трения скольжения; R_1 — максимальный радиус цилиндрической поверхности заготовки.

В зависимости от параметров обработки заготовки, ее материала и режущего инструмента сила резания находится расчетным путем, а момент резания при токарной обработке определяется по формуле:

$$M_р = F_z R_1, \quad (3)$$

где F_z — максимальная сила резания.

Тогда с учетом выражений (2) и (3) и коэффициента запаса силы выражение (1) примет вид:

при токарной обработке:

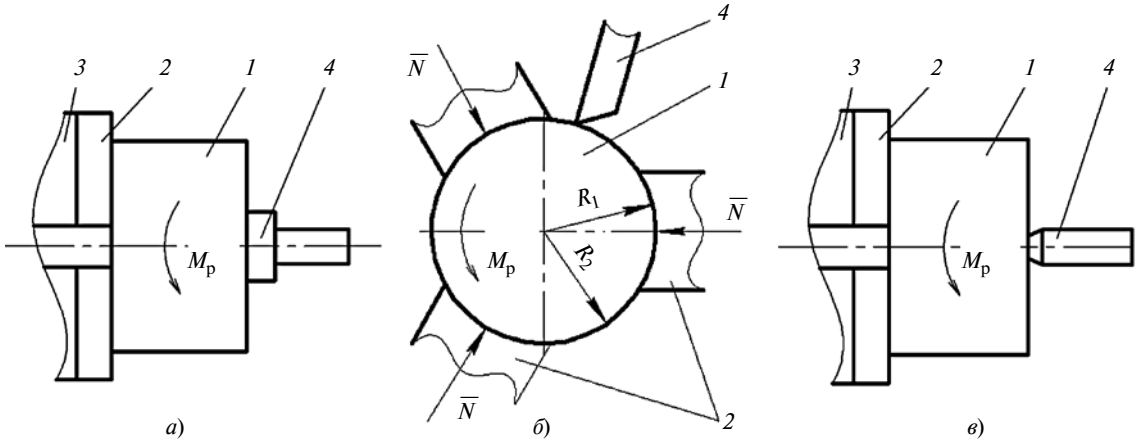
$$3NfR_1 = kF_zR_1;$$

при торцевом фрезеровании и сверлении:

$$3NfR_1 = kM_р^т,$$

где $M_р^т$ — момент резания при фрезеровании или сверлении; $k = 1{,}1 \div 1{,}25$ — коэффициент запаса момента (силы).

Окончательно силы нормального давления кулачков на поверхность заготовки определим по формулам:



Расчетные схемы торцевого фрезерования (*а*), точения (*б*) и торцевого сверления (*в*):
1 — заготовка; *2* — кулачки патрона; *3* — патрон; *4* — инструмент

при токарной обработке:

$$N = kF_z/3f; \quad (4)$$

при торцевом фрезеровании и сверлении:

$$N = kM_р^т/3fR_1. \quad (5)$$

Получено выражение силы нормального давления, при которой обеспечивается надежное закрепление заготовки, при относительно малых частотах вращения шпинделя.

Рассмотрим достаточные условия закрепления заготовки при возникновении на ее поверхности упругих деформаций.

При относительно медленном сжатии поверхности заготовки кулачками патрона, что обеспечивается гидроприводом, происходит ее упругое смятие. Под действием сжимающей силы возникают упругие напряжения смятия, которые определяются согласно работе [7] по формуле:

$$\sigma_{см} = F_{см}/S_{см} \le [\sigma_{см}], \quad (6)$$

где $\sigma_{см}$ — действительное напряжение, возникающее на поверхностях заготовки; $F_{см}$ — сила смятия; $S_{см}$ — площадь смятия, т. е. площадь взаимодействия поверхностей кулачков патрона и заготовки; $[\sigma_{см}]$ — предельно допустимое напряжение смятия поверхности заготовки.

При обработке с большими частотами вращения шпинделя (т. е. большими угловыми скоростями) на кулачок будет действовать центробежная сила шпинделя, которая запишется в виде:

$$N_n^ц = m_к W_n = \frac{\sigma_к}{g}\omega^2(R_1 + R_{к.с}), \quad (7)$$

где $m_к$ — масса кулачка; W_n — нормальное ускорение; ω — угловая скорость шпинделя; $R_{к.с}$ — расстояние от нижней части кулачка до его центра масс; $\sigma_к$ — вес кулачка; g — ускорение свободного падения.

Угловая скорость, $с^{-1}$, шпинделя определяется выражением

$$\Omega = \pi n/30, \quad (8)$$

где $\pi = 3{,}14$; n — частота вращения шпинделя, $мин^{-1}$.

Уравнение (7) с учетом выражения (8) запишем в виде

$$N_n^ц = \frac{\sigma_к}{g}\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2(R_1 + R_{к.с}). \quad (9)$$

Под действием центробежной силы инерции давление кулачка на заготовку ослабевает, что может привести к провороту ее вокруг оси и появлению брака. Следовательно, сила давления кулачка в статике в момент закрепления заготовки запишется как:

$$N_к = N + N_n^ц. \quad (10)$$

Достаточное условие упругого взаимодействия поверхностей кулачков и заготовки выполняется, если сила нормального давления кулачков на поверхность заготовки в статике будет меньше допустимой силы смятия:

$$N_к < F_{см}. \quad (11)$$

Из выражения (6) допустимая сила смятия:

$$F_{см} = [\sigma_{см}]S_{см}. \quad (12)$$

Учитывая, что с цилиндрической поверхностью заготовки взаимодействуют внутренние поверхности кулачков, получим площадь взаимодействия, определяемую формулой:

$$S_{см} = 2al, \quad (13)$$

где a — полуось пятна контакта взаимодействующих поверхностей; l — длина взаимодействия кулачков и заготовки.

Полуось пятна контакта взаимодействующих поверхностей согласно работам [4, 5] определяется по формуле

$$a = 1{,}522\sqrt[3]{\frac{qR_1R_2}{E_{\text{пр}}(R_2 - R_1)}}, \qquad (14)$$

где q — удельная нагрузка на единицу длины взаимодействия поверхностей заготовки и кулачков патрона; R_2 — радиус цилиндрической поверхности кулачков; $E_{\text{пр}}$ — приведенный модуль упругости материалов заготовки и кулачков.

Удельную нагрузку q на единицу длины согласно работам [4, 5] можно найти из выражения для силы взаимодействия кулачков патрона и заготовки:

$$P = \frac{4}{3}ql = F_{\text{см}}, \qquad (15)$$

С учетом того, что

$$P = F_{\text{см}}, \qquad (16)$$

из выражения (15) найдем удельную нагрузку:

$$q = 3P/4l. \qquad (17)$$

Приведенный модуль упругости материалов кулачка и заготовки запишем в виде:

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}, \qquad (18)$$

где E_1 — модуль упругости материала заготовки; E_2 — модуль упругости материала кулачка.

Для определения полуоси пятна контакта подставим в выражение (14) выражение (17) и с учетом формул (16), (12) и (13) после преобразования окончательно получим:

$$a = 1{,}522\sqrt[3]{\frac{6[\sigma_{\text{см}}]aR_1R_2}{4E_{\text{пр}}(R_2 - R_1)}}. \qquad (19)$$

Возведем выражение (19) в третью степень, а полученное значение разделим на a^2. Тогда полуось пятна контакта цилиндрических поверхностей можно определить по формуле

$$a = \sqrt{\frac{1{,}522^3 \cdot 6[\sigma_{\text{см}}]R_1R_2(E_1 + E_2)}{4 \cdot 2E_1E_2(R_2 - R_1)}}. \qquad (20)$$

Отметим, что величина полуоси пятна контакта зависит от радиусов окружностей кулачков и заготовки: чем меньше разность, тем больше полуось пятна контакта.

Если $a > \frac{1}{6}2\pi R_1$, то ширина кулачков по дуге составит:

$$H = 2a.$$

Если $a < \frac{1}{6}2\pi R_1$, то ширина кулачков по дуге составит:

$$H = 1{,}25 \cdot 2a.$$

Подставим в выражение (11) выражения (10) и (12) и с учетом выражений (9), (18) и (20) получим достаточное условие надежного закрепления заготовки, при котором на ее поверхности, взаимодействующей с поверхностью кулачков патрона, будут возникать только упругие деформации.

Максимальная производительность обеспечивается при предельных режимах обработки:

при токарной обработке:

$$\frac{\sigma_{\text{к}}}{g}\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2(R_1 + R_{\text{к}}^{\text{ц}}) + \frac{kF_z}{3f} < [\sigma_{\text{см}}]2l\sqrt{\frac{1{,}522^3 \cdot 3[\sigma_{\text{см}}]R_1R_2(E_1 + E_2)}{4E_1E_2(R_2 - R_1)}}; \qquad (21)$$

при торцевом фрезеровании и сверлении:

$$\frac{\sigma_{\text{к}}}{g}\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2(R_1 + R_{\text{к}}^{\text{ц}}) + \frac{kM_{\text{р}}^{\text{т}}}{3fR_1} < [\sigma_{\text{см}}]2l\sqrt{\frac{1{,}522^3 \cdot 3[\sigma_{\text{см}}]R_1R_2(E_1 + E_2)}{4E_1E_2(R_2 - R_1)}}. \qquad (22)$$

При выполнении условий (21) и (22) на поверхности заготовки будут возникать только упругие деформации; при их невыполнении необходимо увеличить площадь поверхностей взаимодействия кулачков патрона и заготовки. Увеличить площадь можно только за счет длины l кулачков, минимальную длину которых найдем из выражений (21) и (22) по формулам:

при токарной обработке:

$$l_{\min} > \left[\frac{\sigma_{\text{к}}}{g}\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2(R_1 + R_{\text{к}}^{\text{ц}}) + \frac{kF_z}{3f}\right]/[\sigma_{\text{см}}] \times 2\sqrt{\frac{1{,}522^3 \cdot 3[\sigma_{\text{см}}]R_1R_2(E_1 + E_2)}{4E_1E_2(R_2 - R_1)}};$$

при торцевом фрезеровании и сверлении:

$$l_{\min} > \left[\frac{\sigma_{\text{к}}}{g}\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2(R_1 + R_{\text{к}}^{\text{ц}}) + \frac{kM_{\text{р}}^{\text{т}}}{3fR_1}\right]/[\sigma_{\text{см}}] \times 2\sqrt{\frac{1{,}522^3 \cdot 3[\sigma_{\text{см}}]R_1R_2(E_1 + E_2)}{4E_1E_2(R_2 - R_1)}}.$$

При такой минимальной длине взаимодействия кулачков патрона с заготовкой на ее поверхности будут возникать только упругие деформации.

Учитывая, что левая часть условий (21) и (22) есть сила нормального давления кулачка (сила закрепления) [см. уравнение (10)], найдем ее для токарной обработки, торцевого фрезеровании и сверления:

$$N_к < [\sigma_{см}]2l\sqrt{\frac{1{,}522^3 \cdot 3[\sigma_{см}]R_1R_2(E_1+E_2)}{4E_1E_2(R_2-R_1)}}.$$

При условии, что длина кулачка задана, предельные режимы обработки — предельную силу F_z и предельный момент $M_р^т$ резания, при которых на поверхности заготовки возникают только упругие деформации, найдем из выражений (21) и (22):

при токарной обработке:

$$F_z < \left[[\sigma_{см}]2l\sqrt{\frac{1{,}522^3 \cdot 3[\sigma_{см}]R_1R_2(E_1+E_2)}{4E_1E_2(R_2-R_1)}} - \right.$$
$$\left. - \frac{\sigma_к}{g}\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2(R_1 + R_к^ц)\right]\frac{3f}{k}; \qquad (23)$$

при торцевом фрезеровании и сверлении:

$$M_р^т < \left[[\sigma_{см}]2l\sqrt{\frac{1{,}522^3 \cdot 3[\sigma_{см}]R_1R_2(E_1+E_2)}{4E_1E_2(R_2-R_1)}} - \right.$$
$$\left. - \frac{\sigma_к}{g}\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2(R_1 + R_к^ц)\right]\frac{3fR_1}{k}. \qquad (24)$$

Условия (23) и (24) предполагают изменение режимов обработки только при изменениях глубины резания и подачи, что довольно сложно обеспечить в условиях производства. Самый приемлемый способ изменения режимов обработки — изменение частоты вращения шпинделя.

Так как из выражений (21) и (22) невозможно определить частоту вращения шпинделя ввиду сложной зависимости силы резания, следует вести их пошаговый расчет, повышая частоту вращения на $n = 50$ мин$^{-1}$, и рассчитывать левую часть выражения, которая при этом не должна быть более 85 % правой.

Рассмотрим необходимые и достаточные условия надежного закрепления заготовки при возникновении на ее поверхности упругопластических деформаций.

Необходимое условие надежного закрепления заготовки, определяемое выражениями (4) и (5), не изменяется. Силу нормального закрепления заготовки при токарной обработке находим по формуле (4), при торцевом фрезеровании и сверлении — по формуле (5).

При медленном сжатии тел значительными силами на их взаимодействующих поверхностях возникают упругопластические деформации, которые согласно работам [3, 4] можно найти из выражения:

$$h_{пл} = \frac{P - P_0}{2\pi R_{пр} НД}, \qquad (25)$$

где $h_{пл}$ — остаточная пластическая деформация поверхностей; P — сила, при которой возникают упругопластические деформации; P_0 — сила, вызывающая упругую деформацию взаимодействующих тел; $R_{пр}$ — приведенный радиус кривизны взаимодействующих поверхностей; $НД$ — пластическая твердость материалов тел.

Сила, вызывающая упругую деформацию взаимодействующих поверхностей, является силой смятия, которую можно записать как $P_0 = F_{см}$, а ее предельное значение находится из выражения (12).

Приведенный радиус кривизны взаимодействующих поверхностей при $R_1 = R_2$ определяется по формуле

$$R_{пр} = R_1. \qquad (26)$$

Пластическая твердость материала заготовки согласно работам [3, 4] определяется выражениями:

$$НД = \frac{88\ 300}{(130 - HRB)} \text{ или } НД = \frac{900\ 000}{(130 - HRC)}, \qquad (27)$$

где $HRB = HRC$ — твердости материала заготовки по Роквеллу.

Из выражения (25) определим предельную силу, при которой возникают упругопластические деформации:

$$P = P_0 + 2\pi R_{пр} НД h_{пл}. \qquad (28)$$

Тогда достаточное условие надежного закрепления заготовки, когда сила нормального давления кулачков патрона на поверхность заготовки будет меньше силы, возникающей упругопластической деформации, можно записать в виде:

$$N_к < P. \qquad (29)$$

Как может быть велика допустимая пластическая деформация поверхности заготовки? Примем, что она не превышает $1/3\Delta$, где Δ — допуск на размер заготовки по поверхности взаимодействия с ней кулачков патрона:

$$h_{пл} = 1/3\Delta. \qquad (30)$$

Подставим в выражение (29) выражения (4), (5) и (28) и с учетом выражений (12), (13), (18), (20), (26), (27) и (30) окончательно получим:

при токарной обработке:

$$\frac{\sigma_к}{g}\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2(R_1 + R_к^ц) + \frac{kF_z}{3f} <$$

$$< [\sigma_см]2l\sqrt{\frac{1{,}522^3 \cdot 3[\sigma_см]R_1R_2(E_1+E_2)}{4E_1E_2(R_2-R_1)}} +$$

$$+ 2\pi\frac{R_1 900\,000}{(130-HRC)}\frac{1}{3}\Delta; \qquad (31)$$

при торцевом фрезеровании и сверлении:

$$\frac{\sigma_к}{g}\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2(R_1 + R_к^ц) + \frac{kM_р^т}{3fR_1} <$$

$$< [\sigma_см]2l\sqrt{\frac{1{,}522^3 \cdot 3[\sigma_см]R_1R_2(E_1+E_2)}{4E_1E_2(R_2-R_1)}} +$$

$$+ 2\pi\frac{R_1 900\,000}{(130-HRC)}\frac{1}{3}\Delta. \qquad (32)$$

Получены достаточные условия надежного закрепления заготовки, при которых на поверхности заготовки, взаимодействующей с поверхностями кулачков патрона, будут возникать упругопластические деформации.

При выполнении условий (31) и (32) на поверхностях взаимодействия будут возникать упругопластические деформации с остаточной пластической деформацией в заданных пределах. При их невыполнении необходимо увеличить площадь взаимодействия кулачков с заготовкой, что можно сделать за счет длины взаимодействия поверхностей заготовки и кулачков, т. е. длины кулачков.

Минимальную длину взаимодействия кулачков с заготовкой найдем из выражений (31) и (32):

при токарной обработке:

$$l_{\min} > \frac{\frac{kF_z}{3f} + \frac{\sigma_к}{g}\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2(R_1 + R_к^ц) - 2\pi\frac{R_1 900\,000}{(130-HRC)}\frac{1}{3}\Delta}{[\sigma_см]2\sqrt{\frac{1{,}522^3 \cdot 3[\sigma_см]R_1R_2(E_1+E_2)}{4E_1E_2(R_2-R_1)}}};$$

при торцевом фрезеровании и сверлении:

$$l_{\min} > \frac{\frac{kM_р^т}{3fR_1} + \frac{\sigma_к}{g}\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2(R_1 + R_к^ц) - 2\pi\frac{R_1 900\,000}{(130-HRC)}\frac{1}{3}\Delta}{[\sigma_см]2\sqrt{\frac{1{,}522^3 \cdot 3[\sigma_см]R_1R_2(E_1+E_2)}{4E_1E_2(R_2-R_1)}}}.$$

При выполнении условий (31) и (32), учитывая, что их левые части есть сила нормального давления (сила закрепления) [см. уравнение (10)], найдем ее для токарной операции, торцевого фрезерования и сверления:

$$N_к = [\sigma_см]2l\sqrt{\frac{1{,}522^3 \cdot 3[\sigma_см]R_1R_2(E_1+E_2)}{4E_1E_2(R_2-R_1)}} +$$

$$+ 2\pi\frac{R_1 900\,000}{(130-HRC)}\frac{1}{3}\Delta.$$

При условии, что длина кулачка задана, предельные режимы обработки — предельные силу F_z и момент $M_р^т$ резания, при которых на поверхности заготовки будут возникать упругопластические деформации в заданном диапазоне, находятся из выражений (31) и (32):

при токарной обработке:

$$F_z < \left[[\sigma_см]2l\sqrt{\frac{1{,}522^3 \cdot 3[\sigma_см]R_1R_2(E_1+E_2)}{4E_1E_2(R_2-R_1)}} + \right.$$

$$\left. + 2\pi\frac{R_1 900\,000}{(130-HRC)}\frac{1}{3}\Delta - \frac{\sigma_к}{g}\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2(R_1 + R_к^ц)\right]\frac{3f}{k};$$

при торцевом фрезеровании и сверлении:

$$M_р^т < \left[[\sigma_см]2l\sqrt{\frac{1{,}522^3 \cdot 3[\sigma_см]R_1R_2(E_1+E_2)}{4E_1E_2(R_2-R_1)}} + \right.$$

$$\left. + 2\pi\frac{R_1 900\,000}{(130-HRC)}\frac{1}{3}\Delta - \frac{\sigma_к}{g}\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2(R_1 + R_к^ц)\right]\frac{3fR_1}{k}.$$

Таким образом, сравнение экспериментальных и расчетных сил закрепления, при которых возникают остаточные пластические деформации, показало хорошую сходимость результатов. Для уточнения расчетных значений сил закрепления следует ввести коэффициент 0,9.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Анурьев В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. М.: Машиностроение, 2001. Т. 1. 920 с.
2. **Бутенин Н. В., Лунц Я. Л., Меркин Д. Р.** Курс теоретической механики. М.: Наука, 1979. 543 с.
3. **Демидов С. П.** Теория упругости: Учебник для вузов. М.: Высшая школа, 1979. 432 с.
4. **Дрозд М. С., Матлин М. М., Сидякин Ю. И.** Инженерные расчеты упругопластической деформации. М.: Машиностроение, 1986. 224 с.
5. **Автоматизация** производственных процессов в машиностроении: Учебник для машиностроительных вузов / Ю. З. Житников, Б. Ю. Житников, А. Г. Схиртладзе и др.; Под общ. ред. Ю. З. Житникова. Ковров: КГТА, 2008. 616 с.
6. **Житников Ю. З., Житников Б. Ю.** Динамика движения элементов механизмов при упругом и упругопластическом ударах о неподвижные и подвижные тела: Монография. Ковров: ФГБОУ ВПО "КГТА им. В. А. Дегтярева", 2014. 80 с.
7. **Феодосьев В. И.** Сопротивление материалов: Учебник для вузов. 10-е изд. М.: Изд-во МГУ, 1999. 592 с.

УДК 621.762

Т. В. НОВОСЁЛОВА, Л. В. ТОЛМАЧЕВА, Ю. Г. ЧЕРНЕГА
(Политехнический институт — филиал ДГТУ, г. Таганрог),
М. А. КОЛОМЕЕЦ (Алтайский государственный медицинский университет, г. Барнаул), А. В. МАЕЦКИЙ, канд. техн. наук,
Н. П. ТУБАЛОВ, д-р техн. наук (Алтайский ГТУ им. И. И. Ползунова, г. Барнаул), О. В. ЯКОВЛЕВА (Восточно-Казахстанский ГТУ им. Д. Серкбаева, Казахстан, г. Усть-Каменогорск), e-mail: tatnovos@mail.ru

Металлокерамические пористые проницаемые СВС-материалы на основе оксидов железа и алюминия и их физико-механические свойства

Разработан оптимальный состав шихты для получения пористых проницаемых металлокерамических СВС-материалов для очистки отработавших газов промышленных установок и двигателей внутреннего сгорания. Определены их физико-механические свойства при разном содержании компонентов в шихте. Установлен диапазон частот колебаний при использовании материалов в качестве фильтров.

Ключевые слова: СВС-материал, оксид металла, микроструктура, модуль упругости, виброустойчивость.

The optimal composition of furnace charge for production of porous penetrable metal-ceramic SHS-materials for purification of exhaust gases of industrial plants and internal combustion engines is developed. Their physical and mechanical properties at different composition of components is furnace charge are defined. The range of vibration frequencies at using of the materials as filters is determined.

Keywords: SHS-material, metal oxide, microstructure, modulus of elasticity, vibration resistance.

Пористые проницаемые металлокерамические материалы (ППММ) широко применяются в машиностроении, химической, металлургической и других отраслях промышленности, в частности, в качестве фильтрующих элементов тонкой очистки жидкостей и газов от ненужных примесей.

Технология самораспространяющегося высокотемпературного синтеза (СВС) позволяет изготовлять ППММ на основе окалины легированной стали (до 60 % мас.) [1—6], пригодные для фильтров отработавших газов ДВС и, в частности, дизелей [7—9].

Необходимым условием оптимизации свойств получаемого СВС-материала является изучение зависимости его свойств от содержания исходных компонентов в шихте, при котором возможно проведение СВ-синтеза. Это позволит влиять на свойства ППММ и стать основой технологических рекомендаций по модифицированию его эксплуатационных свойств. Для ППММ, используемых в качестве фильтров, основными эксплуатационными свойствами являются: механическая прочность, виброустойчивость, средний размер пор, их извилистость, пористость, проницаемость.

Для получения ППММ с заданными эксплуатационными свойствами предварительно определяют содержание каждого из компонентов, при котором возможно горение при СВС-процессе. Были установлены следующие диапазоны их содержания: 40÷60 % окалины стали; 6÷30 % оксида алюминия; 8÷20 % алюминия.

Железо как легирующий элемент обеспечивает твердорастворное упрочнение матрицы. Окалина легированной стали, являющаяся отходом горячей обработки металлов (ковки, штамповки), представляет собой нестехиометрический оксид железа со следами легирующих элементов. Фазовый состав окалины, определенный рентгенофазовым анализом: 58÷59 % оксида железа (II); 40÷48 % железа (феррита); 0,5÷2,0 % оксидов легирующих элементов. В исходных пластинах окалины составляющие расплавляются по поверхности и в приповерхностном слое глубиной до 25 мкм (измерено на специально приготовленном поперечном шлифе пластины окалины, более глубокие слои образованы ферритом). Процесс горячей обработки стали, сопровождающийся окалинообразованием, достаточно кратковременен, и феррит не претерпевает внутреннего окисления.

При исследованиях использовали окалины сталей 18ХНВА, 18ХНМА и 40ХНМА, имеющих высокую реакционную способность. Было подтверждено ранее выявленное свойство СВС-материалов — резкое снижение механической прочности при введении в шихту более 50 % окалины стали в результате уменьшения полноты превращений исходных компонентов [10]. В случае повышения содержания железа в исходной смеси до указанных пределов на поверхности его частиц образуются интерметаллидные соединения. При определении влияния содержания окалины легированной стали соотношение легирующих компонентов (оксида хрома, хрома, никеля) в составе шихты для изготовления пористых проницаемых СВС-материалов не изменялось, а изменялось соотношение оксида железа и алюминия.

Сложность подбора состава шихты для получения пористых

проницаемых СВС-материалов заключается в ряде ограничений. С одной стороны, ограничения касаются среднего приведенного диаметра $d_п$ пор и их извилистости, пористости и удельной поверхности пористого материала, определяющих функциональные свойства ППММ — эффективность снижения содержания отдельных компонентов в отработавших газах дизелей, подлежащих очистке [4—6, 8, 9]. С другой стороны, должны обеспечиваться механическая прочность материала при сжатии, изгибе и ударе, а также высокая стойкость к коррозии. Конечный результат реакции СВС — получение пористой скелетной структуры [3].

Металлографический анализ показал, что поровое пространство в исследуемых ППММ представляет собой сеть каналов с геометрией, образующей внутреннюю неупорядоченность (рис. 1).

Исходя из условий обеспечения каталитических процессов в порах и создания при этом допустимых эксплуатационных условий, был определен наиболее приемлемый диаметр пор $d_п$ = = 100÷150 мкм. Поскольку диаметр пор в материале зависит от соотношения окалины стали и алюминия в шихте, исследовали 40 образцов и определили зависимость диаметра $d_п$ пор от соотношения Fe_2O_3/Al по формуле

$$d_п = 5{,}661\left(\frac{Fe_2O_3}{Al}\right)^2 - 73{,}091\left(\frac{Fe_2O_3}{Al}\right) + 345{,}41.$$

Результаты анализа 40 образцов показали нелинейную зависимость пористости материала от соотношения Fe_2O_3/Al, которую определяли по формуле

$$П = 0{,}0153\left(\frac{Fe_2O_3}{Al}\right)^2 - 0{,}194\left(\frac{Fe_2O_3}{Al}\right) + 0{,}903.$$

При этом установлена линейная зависимость пористости П материала от среднего диаметра $d_п$ пор, которую определяли по формуле

$$d_п = 522{,}53П - 63{,}824.$$

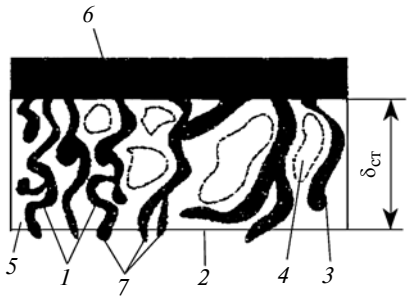


Рис. 1. Схема слепка с пористого проницаемого материала:

1 — слепки сквозных пор; *2* — границы пористого материала; *3* — слепки тупиковых пор; *4* — полости в материале; *5* — монолитная часть материала; *6* — цельная пята слепка; *7* — выступы за пределы пористого материала образца

Извилистость пор в материалах также зависит от соотношения Fe_2O_3/Al по массе. Изменение извилистости описывается выражением:

$$\xi_и = 0{,}0551\left(\frac{Fe_2O_3}{Al}\right) + 0{,}9798.$$

С пористостью материала, средним приведенным диаметром пор и их извилистостью связан очень важный для пористых материалов параметр — удельная поверхность пор. Изучение влияния соотношения Fe_2O_3/Al в шихте на удельную поверхность показало, что зависимость имеет нелинейный характер и описывается выражением:

$$F_{уд} = 3{,}1634\left(\frac{Fe_2O_3}{Al}\right)^2 - 39{,}949\left(\frac{Fe_2O_3}{Al}\right) + 207{,}57.$$

Отметим, что повышение содержания Al по отношению к содержанию Fe_2O_3 ведет к увеличению удельной поверхности пористого проницаемого каталитического материала. В то же время при соотношении $Fe_2O_3/Al > 3{,}75$ снижаются физико-механические характеристики, что нежелательно для материалов изделий, эксплуатируемых при вибрациях и ударах [8]. При повышении содержания Fe_2O_3 с 45 до 52,5 % пористость материала уменьшается в 1,6 раза.

При изучении проницаемости пористого материала было установлено, что при содержании в шихте 47,5 % Fe_2O_3 пористость составляет (2,24÷2,31) × × 10^{-2} %. В исследованном диапазоне 44÷52 % изменения содержания Fe_2O_3 в шихте изменение проницаемости оказалось нелинейным. Уменьшение проницаемости с повышением содержания Fe_2O_3 связано с увеличением твердой фазы железа в пористом каркасе СВС-материалов.

Коэффициент $K_п$ проницаемости — один из структурно зависимых показателей пористых проницаемых материалов, определяющий их пригодность и эффективность для конкретных условий эксплуатации в системах очистки отработавших газов как от твердых частиц, так и от токсичных газообразных компонентов.

Зависимость коэффициента $K_п$ проницаемости от содержания Fe_2O_3 в шихте получена в виде:

$$K_п = -0{,}0294(Fe_2O_3)^2 + 2{,}6699(Fe_2O_3) - 58{,}162.$$

Механическая прочность при сжатии ($\sigma_{сж}$) полученных пористых проницаемых каталитических материалов также изменяется в зависимости от содержания Fe_2O_3 в шихте: при повышении содержания с 45 до 60 % прочность $\sigma_{сж}$ снижается с 10,5÷15,5 до 1,75÷2,70 МПа, что свидетельствует об ухудшении механической прочности материала.

Установлена зависимость механической прочности при изгибе ($\sigma_{изг}$) от содержания Fe_2O_3 в шихте: при повышении содержания с 45 до 60 % прочность $\sigma_{изг}$ снижается с 2,6÷4,25 до 1,3÷1,1 МПа, что свидетельствует об ухудшении механической прочности материала.

При обоснованном содержании Fe_2O_3 в шихте 47,5 % прочность $\sigma_{сж}$ находится в преде-

лах 7,25÷10,0 МПа, а прочность $\sigma_{изг}$ — в пределах 2,6÷3,75 МПа.

Зависимости $\sigma_{сж}$ и $\sigma_{изг}$ от содержания Fe_2O_3 в шихте можно описать выражениями:

$$\sigma_{сж} = -0{,}0033\left(C_{Fe_2O_3}\right)^2 + 0{,}1881\left(C_{Fe_2O_3}\right) + 1{,}6324;$$

$$\sigma_{изг} = 0{,}0368\left(C_{Fe_2O_3}\right)^2 - 4{,}5469\left(C_{Fe_2O_3}\right) + 142{,}51.$$

Экспериментально на образцах исследовали влияние содержания Fe_2O_3 в шихте на ударную вязкость СВС-материалов. Установлено, что при содержании Fe_2O_3 > 50 % ударная вязкость материала резко снижается. Это объясняется тем, что в процессе горения уменьшается полнота превращения исходных компонентов, железо меньше выступает в роли компонента твердого раствора, остаток твердых частиц железа в системе Fe—Al увеличивается, так как растворимость в Al составляет 40÷65 %.

Зависимость ударной вязкости ν, Дж/м^2, от содержания Fe_2O_3 в шихте определяли по формуле

$$\nu_{уд} = -0{,}002\left(C_{Fe_2O_3}\right)^2 + 0{,}1871\left(C_{Fe_2O_3}\right) - 4{,}1026.$$

С повышением содержания окалины железа увеличивается модуль упругости материала (рис. 2). При повышении содержания Fe_2O_3 в шихте с 44 до 52 % модуль упругости увеличивается с $104 \cdot 10^3$ до $118{,}25 \cdot 10^3$ МПа, или при повышении содержания Fe_2O_3 на 9 % модуль упругости увеличивается на 13,7 %. Физико-механические параметры ППММ в зависимости от содержания Fe_2O_3 в шихте приведены в табл. 1. Увеличение модуля упругости нельзя считать значительным, но это влияет на изменение частоты собственных колебаний образцов. Так, при повышении содержания Fe_2O_3 в шихте в указанных пределах частота собственных колебаний увеличивается на 0,194 Гц, или на 6,7 % (см. табл. 1).

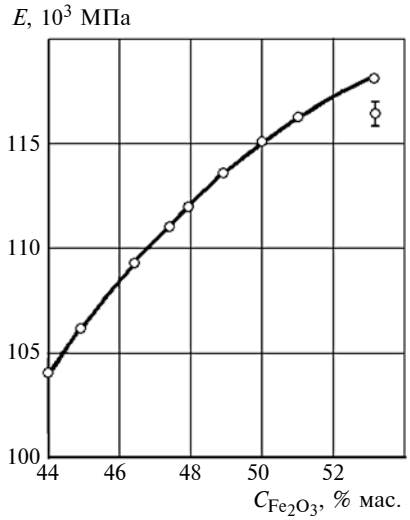


Рис. 2. Зависимость модуля *E* упругости СВС-материала от содержания $C_{Fe_2O_3}$ в шихте

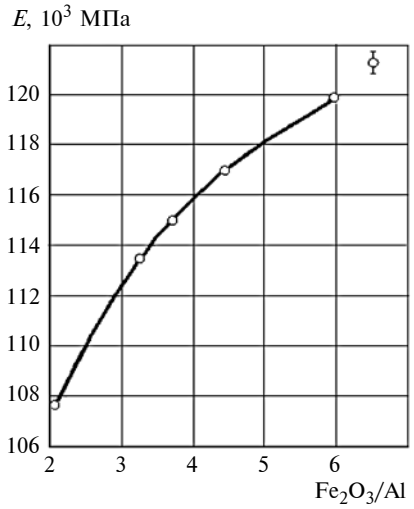


Рис. 3. Зависимость модуля *E* упругости ППММ от соотношения Fe_2O_3/Al в шихте

Отметим, что базовые составы шихты отличаются соотношением содержания алюминия и оксида железа. Полученная зависимость модуля упругости ППММ от соотношения Fe_2O_3 и Al в шихте представлена на рис. 3.

Экспериментальные данные позволили определить физико-механические параметры и частоты собственных колебаний в зависимости от соотношения Fe_2O_3/Al в шихте (табл. 2). Анализ данных таблицы позволил сделать вывод о том, что при соотношениях Fe_2O_3 и Al в шихте, обеспечивающих физико-механические и эксплуатационные свойства ППММ, частоты собственных колебаний изменяются незначительно в диапазоне 2,975÷3,144 Гц. При натурных исследованиях установлено, что частоты собственных колебаний лежат в диапазоне 2,9÷3 Гц, в то время как частоты вынужденных колебаний, соответствующие максимальным ускорениям $\ddot{Z}$, в диапазоне свыше 400 Гц и до 500 Гц.

Из этого следует, что при совпадении частот вынужденных и собственных колебаний в материале появляются микротрещины, которые могут привести к разрушению материала на отдельные куски. При частотах, соответствующих частотам с максимальными ускорениями, материал разрушается по границам зерен компонентов шихты. Это предположение подтверждено испытаниями на вибростенде, при которых отдельные куски материалов разделялись на зерна компонентов шихты по границам, состоящим из оксидов металлов.

Хром относится к эвтектоидообразующим и α-стабилизирующим элементам по отношению к

Таблица 1

Физико-механические параметры ППММ в зависимости от содержания Fe_2O_3 в шихте

Содержание Fe_2O_3 в шихте, % мас.	Модуль упругости $E \cdot 10^3$, МПа	Коэффициент жесткости $C \cdot 10^3$, Н/м	Частота обственных колебаний образца f_o, Гц
44,0	104,0	57,096	2,918
46,5	109,4	60,060	2,993
47,5	111,0	60,939	3,015
48,0	112,0	61,488	3,028
49,0	113,5	62,312	3,049
51,0	116,25	63,821	3,085
53,0	118,25	64,919	3,112

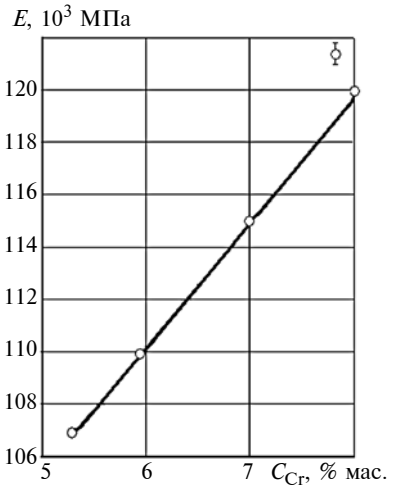


Рис. 4. Зависимость модуля *E* упругости ППММ от содержания C_{Cr} в шихте

более легкоплавким металлам. Эти факторы определяют особенности структуры продуктов, полученных при СВ-синтезе в системе, легированной хромом с разным содержанием (табл. 3). Эксперименты показали, что с повышением содержания Cr в шихте с 5,33 до 8 % коэффициент жесткости материала в образце увеличивается в 1,12 раза, а зависимость имеет линейный характер. Так, повышение содержания Cr с 5,33 до 8 % привело к увеличению модуля упругости материала в изделии с $170 \cdot 10^3$ до $119{,}5 \cdot 10^3$ МПа, т. е. на 11,6 % (рис. 4). При этом частота собственных колебаний материала в изделии увеличилась всего на 1 %.

Поскольку содержание Cr в шихте, с одной стороны, сдерживается повышением хрупкости материала, а с другой — возможностью появления дефектов в виде свищей, то в указанном диапазоне изменения содержания Cr в шихте не следует ожидать значительного повышения частоты собственных колебаний материала. Она будет находиться приблизительно в одной и той же октаве (см. табл. 3).

Увеличение содержания Cr в системе не приводит к существенному изменению фазовой структуры конечного продукта реакции. При введении Cr структура становится более однородной за счет большего объема зафиксированного β-твердого раствора, образующего вместе с α-фазой микроструктуру игольчатого типа. Незначительное изменение частоты собственных колебаний образцов можно объяснить, с одной стороны, узким диапазоном изменения содержания Cr в шихте — от 5,33 до 8 %, а с другой, тем, что содержание изменяется путем замещения Al.

На основании результатов расчетов и экспериментальных исследований образцов из СВС-материалов можно сделать следующие выводы:

при изменении содержания Cr в шихте резонансные частоты колебаний образцов из СВС-материалов изменяются незначительно;

при повышении содержания Cr в шихте с 5 до 7,2 % максимальные виброускорения уменьшаются с 1,72 до 1,52g.

Оксид хрома Cr_2O_3 участвует в металловосстановительных реакциях с окалиной стали в СВС-процессе. При содержании в шихте Cr_2O_3 > 17,5 % механическая прочность материала снижается в результате образования раковин и свищей в пористой структуре.

Оценка влияния содержания Cr_2O_3 в шихте на изменение частоты собственных колебаний образцов СВС-материалов показала, что при повышении содержания Cr_2O_3 с 16 до 19,8 % модуль упругости уменьшается на 12,75 % (рис. 5). При этом жесткость материала в изделии пропорционально снижается на 12,75 % (табл. 4). При указанном изменении содержания Cr_2O_3 в шихте частота собственных колебаний образцов из рассматриваемых материалов снижается на ≈6 % (с 3,055 до 2,877 Гц). Отметим, что указанное изменение частоты собственных колебаний образцов из СВС-материалов нельзя считать существенным. Это подтверждают результаты эксперимента (см. табл. 4).

Анализируя полученные расчетные и экспериментальные данные о величине частоты собственных колебаний образцов из СВС-материалов и величинах, характеризующих изменение вибросмещений, виброскоростей и виброускорений при вынужденных колебаниях, можно сделать следующие выводы: при повышении содержания Cr_2O_3 в шихте с 16 до 19 % резонансные виброускорения снижаются с 2,165 до 1,816g, что объясняется снижением жесткости материала, а собственные частоты колебаний образца изменяются с 3,055 до 2,877 Гц.

Таблица 2

Частоты собственных колебаний в зависимости от соотношения Fe_2O_3/Al в шихте

Соотношение долей Fe_2O_3/Al, % мас.	Модуль упругости $E \cdot 10^3$, МПа	Коэффициент жесткости $C \cdot 10^3$, Н/м	Частота собственных колебаний образца f_o, Гц
2,924	108,125	59,361	2,975
3,676	111,000	60,939	3,015
4,292	113,100	62,092	3,043
4,808	114,350	62,778	3,059
6,667	120,750	66,292	3,144

Таблица 3

Частоты собственных колебаний образцов в зависимости от содержания Cr в шихте

Содержание Cr в шихте, % мас.	Модуль упругости $E \cdot 10^3$, МПа	Коэффициент жесткости $C \cdot 10^3$, Н/м	Частота собственных колебаний образца f_o, Гц
5,33	107,0	58,743	2,960
6,0	110,0	60,390	3,001
6,33	112,0	61,488	3,028
7,0	115,0	63,135	3,068
8,0	119,5	65,605	3,128

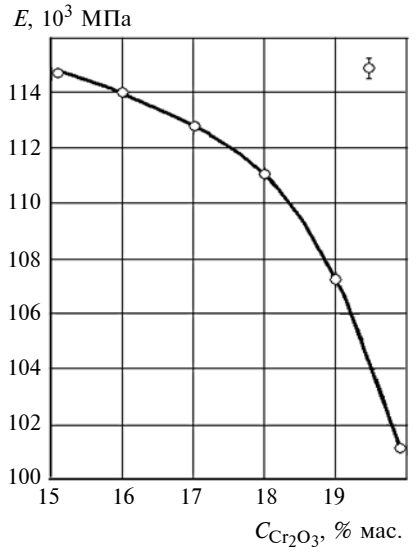


Рис. 5. Зависимость модуля *E* упругости СВС-материала от содержания $C_{Cr_2O_3}$ в шихте

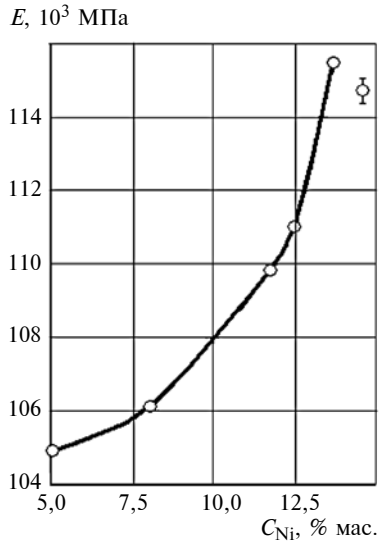


Рис. 6. Зависимость модуля *E* упругости СВС-материала от содержания C_{Ni} в шихте

Ранее при исследовании систем Ni—Al—Fe было установлено, что присутствие Ni повышает прочность материалов, их коррозионную стойкость и термостойкость, при этом уменьшается средний приведенный диаметр пор и повышается их упорядоченность [10].

В работе [11] предложена схема взаимодействия Ni (температура плавления 1728 K) с Al (температура плавления 933 K) в волне горения. Расплавленный Al растекается по образцу и взаимодействует с твердым Ni, образуя на его поверхности тонкий слой продуктов. Подобный процесс наблюдается и с Fe (температура плавления 1812 K). Одновременно расплав насыщается Ni и в нем образуются твердые промежуточные включения.

Структурные исследования показали, что во всем интервале легирования основной составляющей взаимодействия в системах Ni—Al—Fe является твердый раствор на основе интерметаллического соединения Ni—Al.

Таблица 4

Частоты собственных колебаний образцов в зависимости от содержания Cr_2O_3 в шихте

Содержание Cr_2O_3 в шихте, % мас.	Модуль упругости $E \cdot 10^3$, МПа	Коэффициент жесткости $C \cdot 10^3$, Н/м	Частота собственных колебаний образца f_o, Гц
16,0	114,0	62,586	3,055
17,0	112,8	61,927	3,039
18,0	111,0	60,389	3,015
19,0	107,4	58,963	2,965
19,8	101,1	55,504	2,877

Таблица 5

Физико-механические параметры ППММ в зависимости от содержания Ni в шихте

Содержание Ni в шихте, % мас.	Модуль упругости $E \cdot 10^3$, МПа	Коэффициент жесткости $C \cdot 10^3$, Н/м	Частота собственных колебаний образца f_o, Гц
5,0	104,8	57,54	3,090
8,0	106,1	58,24	3,019
11,75	109,8	60,28	3,016
12,5	111,0	60,94	3,015
13,60	115,5	63,41	3,005

Экспериментальными исследованиями на образцах пористого проницаемого каталитического СВС-материала установлен ряд закономерностей изменения физических и физико-механических характеристик при изменении содержания Ni в шихте (табл. 5).

Результаты экспериментальных и расчетных исследований стандартных образцов показали, что частоты собственных колебаний при изменении соотношения Ni/Al с 0,246 до 0,976 % изменяются незначительно — с 3,020 до 3,005 Гц. В то же время диапазон опасных частот разрушения от виброускорений составляет от 420 до 490 Гц.

Практическую неизменность частот собственных колебаний можно объяснить следующим образом. При повышении содержания Ni в шихте модуль упругости материала образцов увеличивается (рис. 6). В нашем случае при повышении содержания Ni с 5 до 13,6 % наблюдалось увеличение модуля упругости на 10,2 %, что приводило к пропорциональному увеличению жесткости образцов.

Таким образом, явление резонансного разрушения могло ожидаться в области частот колебаний около 3 Гц, что соответствовало среднему квадратичному уровню колебаний 97 дБ. При этом наблюдался особый характер разрушения образцов — в виде отдельных кусков. Характер разрушения материала в диапазоне частот 420÷490 Гц заключался в его измельчении по границам зерен отдельных компонентов.

Заключение

Шихта на основе оксидов алюминия (корунд) и железа с добавлением порошкового алюминия обеспечивает получение ППММ, предназначенных для эксплуатации в качестве фильтров отработавших газов дизелей. Материалы получены по СВС-технологии, позволяющей регулировать физико-механические свойства готового продукта. Такие материалы выдерживают ме-

ханические и вибрационные нагрузки, характерные для условий эксплуатации ДВС и, в частности, дизелей.

Определены физико-механические характеристики СВС-материалов с разным содержанием компонентов. Экспериментально установлены диапазоны частот колебаний, опасные для их разрушения.

Установлено, что повышение содержания компонентов (Fe_2O_3, Cr, Ni), участвующих в синтезе, в указанных пределах приводит к увеличению модуля упругости, что повышает жесткость получаемых материалов, а вот повышение содержания оксида хрома приводит к снижению жесткости материала.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Верещагин В. И., Тубалов Н. П., Лебедев О. А.** Пористые композиционные керамические материалы, полученные самораспространяющимся высокотемпературным синтезом в системе Fe_2O_3—Al_2O_3—Al // Новые огнеупоры. 2003. № 9. С. 40—42.

2. **Верещагин В. И., Тубалов Н. П., Евстигнеев В. В.** СВС-технология изготовления пористых проницаемых материалов // Новые огнеупоры. 2005. № 6. С. 61.

3. **Тубалов Н. П., Лебедев О. А.** Структура и эксплуатационные свойства пористых металлокерамических материалов на основе окалины легированных сталей // Известия Томского политехнического университета. 2007. Т. 311. № 2. С. 142—146.

4. **Исследование** параметров, влияющих на качество очистки отработавших газов дизелей / В. В. Бразовский, Г. М. Кашкаров, А. А. Ситников и др. // Ползуновский вестник. 2012. № 3/1. С. 224.

5. **Влияние** технологии изготовления пористого композиционного материала каталитического нейтрализатора отработавших газов дизелей на его микроструктуру / Н. Н. Горлова, М. А. Коломеец, Г. В. Медведев, А. А. Ситников // Ползуновский вестник. 2014. № 4. С. 200—203.

6. **Бакланов А. Е.** Получение пористых проницаемых материалов с использованием руд полиметаллов взамен редкоземельных элементов // Ползуновский вестник. 2016. № 2. С. 205—212.

7. **Очистка** газовых и жидких сред металлокерамическими СВС-фильтрами / А. А. Гейнеман, В. Д. Гончаров, А. Л. Новоселов, Н. Ю. Щетинина // Известия Томского политехнического университета. 2007. № 2. Т. 311. С. 146—150.

8. **Коломеец М. А., Тубалов Н. П., Новоселов А. Л.** Вибрация каталитических фильтров нейтрализаторов отработавших газов дизелей // Ползуновский вестник. 2012. № 3. С. 7.

9. **СВС-материалы** для очистки отработавших газов дизелей: Монография / А. Е. Бакланов, О. Е. Бакланова, М. С. Канапинов и др. Усть-Каменогорск: ВКГТУ, 2016. 132 с.

10. **Евстигнеев В. В., Тубалов Н. П., Лебедев О. А.** Повышение прочности пористых материалов, полученных СВС-методом в системе оксиды железа — оксид алюминия — алюминий — ферросилиций // Перспективные материалы. 2005. № 6. С. 70.

11. **Найбороденко Ю. С., Итин В. И., Братчиков А. Д.** Закономерности горения композиционных металлических систем // Материалы Междунар. симп. по физике горения и взрыва. М.: Черноголовка, 2000. Т. 1. С. 117—119.

УДК 621.9

В. Н. ГАДАЛОВ, С. Г. ЕМЕЛЬЯНОВ, А. В. ФИЛОНОВИЧ, доктора технических наук, И. В. ВОРНАЧЕВА, И. А. МАКАРОВА (Юго-Западный ГУ, г. Курск), e-mail: voraairina2008@yandex.ru

Разработка технологий производства и термообработки порошкового титанового сплава Ti6-Al5,5-V-1,8Sn

Исследованы зависимости показателей механических свойств титанового сплава Ti6-Al5,5V-1,8Sn от его структуры, которая в свою очередь зависит от режима получения заготовки и термообработки (закалки и старения).

Ключевые слова: титановый сплав, закалка, старение, термическая обработка.

The dependencies of mechanical properties rates of Ti6-Al5,5V-1,8Sn titanium alloy on its structure, which in turn depends on billet manufacturing mode and heat treatment (quenching and ageing), are studied.

Keywords: titanium alloy, quenching, ageing, heat treatment.

На сегодняшний день титановые сплавы являются одними из основных конструкционных материалов, используемых в разных отраслях промышленности. Широкое их применение обусловлено комплексом свойств титана, таким как высокая удельная прочность, коррозионная стойкость во многих агрессивных средах, ненамагничиваемость, хорошая жаропрочность при температурах до 600 °С [1—4].

Для улучшения химических и физико-химических свойств спеченных титановых изделий исследовали порошковые композиции: ПТЭС-1; ПТЭСМ-2-1; TilAl; Ti2Al; Ti6Al; Т18А1; ТП6А1; Ti36Al; Ti1Mo; Ti2Mo; Ti4,5Mo; Ti3Cu; Ti2A12Mo; Ti6A12Mo; Ti1FelCr; Ti5A14,5Mo1Fe1Cr и Ti7A12Mo2V2Zr типа ТЮ7М2Ф2Ц2. Для всех композиций определили насыпную массу, массу утряски, текучесть, уплотняемость и формуемость.

Все композиции, кроме Ti6Al и Ti36Al, имели высокие насыпную массу (1,50÷4,75 г/см^3) и массу утряски (2,0÷2,3 г/см^3). Для композиции Ti6Al насыпная масса составила 1,3÷1,4 г/см, а масса утряски — 1,75÷1,85 г/см^3, для композиции Ti36Al насыпная масса составила 1,2÷1,3 г/см^3, а масса утряски — 1,6÷1,7 г/см^3. Все композиции имели удовлетворительную текучесть (0,1÷0,5 г/с), хорошие уплотняемость и формуемость.

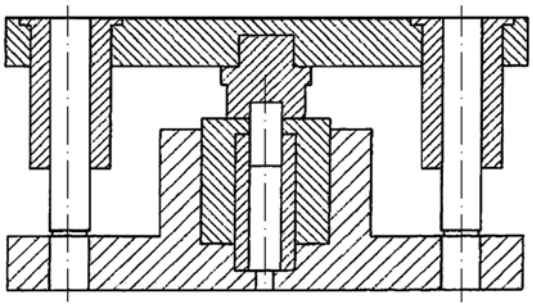


Рис. 1. Штамповый блок для изотермического выдавливания

Из каждой композиции при разных условиях нагружения были спрессованы заготовки, которые подвергли спеканию в вакуумной электропечи при разных режимах. Из этих заготовок получили образцы, которые использовали для исследований структуры и механические свойства сплавов.

Изотермическое выдавливание исследовали на установке с усилием 6,3 МН, созданной на базе пресса ДА-2238А (рис. 1). Матрица и контейнер перед выдавливанием нагревали индукционным нагревателем промышленной частоты. Штамповый блок нагревали до температуры 900 °С в течение 4 ч. Нижнюю плиту штампа охлаждали водой с целью защиты от нагревания нижней плиты, направляющих колонн штампа и стола пресса. При выдавливании регистрировали время и температуру пресса, ход пуансона и усилие деформирования. Для этого штамп оснастили соответствующими датчиками и месдозами, показания которых фиксировали с помощью стандартной тензометрической аппаратуры.

Заготовки представляли собой цилиндрические брикеты из порошков электролитического титана диаметром 58 мм и высотой 87 мм с относительной плотностью 70÷90 %.

Для защитно-смазочного покрытия заготовок применяли стеклоэмали ЭСП-210, ЭСГ-36 и пр., а также стеклосмазки № 12 и 185. На матрицу устанавливали смазочную шайбу, изготовленную из вышеуказанных стеклосмазок со связующим материалом (жидкое стекло) и графита.

Исследованиями установлено, что исходная относительная плотность заготовок при одних и тех же режимах процесса существенно не влияет на качество получаемого материала и пиковое давление изотермического выдавливания. При повышении плотности заготовки увеличивается работа деформации и производительность процесса. Следовательно, можно использовать заготовки с плотностью не менее 85 %.

Удовлетворительное качество изделия при наименьшем давлении достигается, если в качестве покрытия заготовок использовать стеклоэмали ЭСП-210 и смазывающую шайбу из графита. Тонкий равномерный слой стеклоэмали сохраняется на поверхности выдавленного изделия без надрывов и после остывания легко удаляется.

Результаты исследований зависимостей давления p выдавливания от температуры $T_ш$ штампа представлены на рис. 2. При нагревании штампа до температуры заготовки давление выдавливания снижается.

На рис. 3 приведены зависимости давления p выдавливания и плотности изделия от температуры $T_з$ заготовки.

При нагревании заготовки до температуры 900 °С коэффициент вытяжки составляет $\mu = 6{,}5$ и с увеличением температуры штампа с 650 до 900 °С давление снижается с 235 до 180 МПа. Это объясняется меньшим остыванием контактных поверхностей заготовки и эффективным использованием стеклосмазки.

С повышением $T_з$ плотность изделий повышается (см. рис. 3, кривая *4*), при $T_з < 800$ °С плотность изделия значительно уменьшается, а давление выдавливания повышается, в результате снижается стойкость инструмента.

Увеличение температуры выдавливания выше 950 °С не приводит к повышению плотности изделия, при этом при низком коэффициенте вытяжки увеличиваются зерна металла. Качественное изделие с плотностью 99,5÷99,9 % поучают при температуре 950 °С и $\mu = 6{,}5$; при $\mu \geq 9$ поры не обнаружены.

Следовательно, для выдавливания заготовок из порошков титана рекомендуются режимы: $T_з = 900 \div 950$ °С, $T_ш = 850 \div 900$ °С, $\mu \geq 9$.

Показатели механических свойств деформированных электролитических порошков ПТЭС-1 и ПТЭСМ-2-1: предел прочности при растяжении $\sigma_в = 468$ МПа; относительное удлинение при разрыве $\delta = 31{,}5$ %; относительное сужение $\psi = 61{,}2$ %; ударная вязкость КС = 13 Дж/см^2.

По сравнению с широко применяемым сплавом Ti-6Al-4V сплав Ti6-Al5,5V-1,8Sn содержит больше ванадия, который является стабилизатором β-фа-

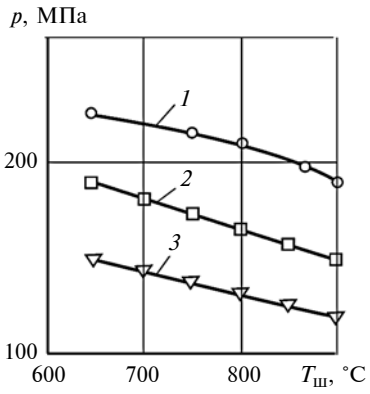


Рис. 2. Зависимость давления *p* выдавливания от температуры $T_ш$ штампа при $\mu = 6{,}5$ и $T_з = 900$ (*1*); $\mu = 1{,}2$ и $T_з = 950$ °С (*2*); $\mu = 3$ и $T_з = 1000$ °С (*3*)

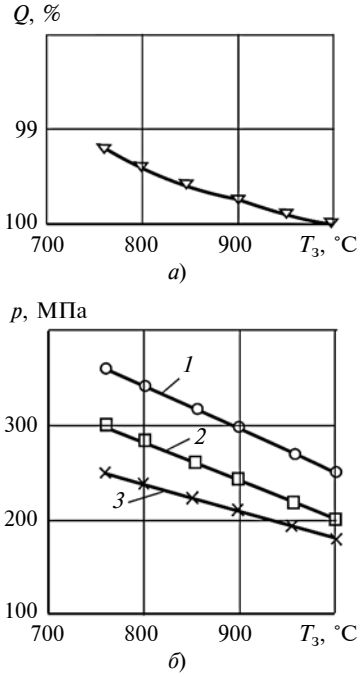


Рис. 3. Зависимости плотности *Q* изделия (*а*) и давления *p* выдавливания (*б*) от температуры $T_з$ заготовки при μ = 6,5 и $T_ш$ = 650 (*1*); μ = 1,2 и $T_ш$ = 750 (*2*); μ = 3 и $T_ш$ = 850 °C (*3*)

зы, обладает более высокой прочностью в отожженном и термообработанном состояниях.

Состав сплава Ti6-Al5,5V-1,8Sn: 5,08 % Al; 5,41 % V; 1,78 % Sn; 0,66 % Cu, 0,55 % Fe; 0,02 % C; 0,002 % N; 0,112 % H. Образцы для измерения твердости, исследования микроструктуры и рентгенографического анализа имели форму куба с ребром 12,7 мм. Испытания на растяжения проводили на цилиндрических образцах диаметром 6,4 мм, а на ударную вязкость — на стандартных образцах Шарли. Все образцы вырезали из заготовок на расстоянии 38 мм от их центра, разрывные и ударные образцы вырезали вдоль направления прокатки. Закалку (нагревание образцов) выполняли на воздухе в течение 1 ч, последующее охлаждение — в соляном растворе. Старение осуществляли в расплаве соли с выдержками до 32 ч и последующим охлаждением на воздухе.

Твердость по Роквеллу (шкала С) измеряли на механически полированных образцах, для электронно-микроскопического и рентгенографического анализов полированные образцы травили в реактивах следующих составов: для образцов, гомогенизированных при 843 °C, использовали 1 % HF на 100 мм насыщенного раствора щавелевой кислоты, для остальных образцов — 1 % HF + 12 % HNO_3 в воде.

На растяжение образцы испытывали на универсальной гидравлической машине мощностью 54 т при скорости деформации 0,005 мин$^{-1}$ до удлинения 0,2 %, а затем со скоростью перемещения захватов 5 мм/мин до разрушения.

Исследования влияния температуры $T_{зак}$ закалки (температуры обработки на твердый раствор) в диапазоне 704÷982 °C на твердость образцов выявило четыре участка изменения твердости, которые соответствуют разным микроструктурам. При $T_{зак}$ = 704÷788 °C закалка практически не влияет на твердость, которая составляет 33÷34 *HRC*. При $T_{зак}$ = 815÷843 °C твердость уменьшается на 2÷3 *HRC*. Повышение температуры до температуры β-превращения повышает твердость до 46 *HRC*. Дальнейшее повышение температуры твердость не изменяет.

Исследовали влияние режимов старения на твердость при температурах $T_с$ = 371; 482 и 593 °C и времени выдержки от 2 мин до 32 ч. Установлено, что после закалки при $T_{зак}$ = 760 °C и старения при $T_с$ = 371 и 482 °C с выдержкой до 2 ч твердость немного повышается. При дальнейшем увеличении выдержки твердость остается практически постоянной. При $T_с$ = 593 °C сначала твердость повышается на 3 *HRC*, а затем постепенно снижается. Это наблюдается при старении в условиях, когда β-фаза сохраняется после закалки до нормальной температуры, и обусловлено выделением второстепенных таких легирующих химических элементов, как медь и железо, а также α_2-фазы (Tl_3Al) в первичной α-фазе.

В случае β-α′-превращения в процессе охлаждения при закалке максимальное повышение твердости наблюдается в течение первых нескольких минут старения. Так, после закалки при $T_{зак}$ = 843 °C сплав в закаленном состоянии имеет твердость 33 *HRC*. Старение при $T_с$ = 371, 482 и 593 °C в течение 2 мин приводит к увеличению твердости до 40; 46 и 50 *HRC* соответственно.

Максимальная твердость достигается в результате старения в течение 2 мин при $T_с$ = 482 и 593 °C. Дальнейшее увеличение выдержки слабо влияет при $T_с$ = 482 °C, однако длительное старение при $T_с$ = 593 °C снижает твердость изделия. При $T_с$ = 593 °C в течение 32 ч твердость снижается до 39 *HRC*. После закалки при $T_{зак}$ = 927 °C и старения при $T_с$ = 482 °C при выдержке в течение 2 мин твердость повышается с 43 *HRC* до 50 *HRC*. Более длительное старение лишь немного уменьшает твердость. Быстрое повышение твердости после начала старения образцов, закаленных при $T_{зак}$ = 870 и 927 °C, связано с превращением α′ → (α + β).

Исследования с помощью реплик показали, что после закалки при $T_{зак}$ = 760 °C структура состоит из первичной α-фазы и β-фазы. В результате старения β-фаза изменяется с образованием переплетенной структуры. Закалка при $T_{зак}$ = 843 °C приводит почти к полному превращению β-фазы в α′-фазу. При последующем старении α′-фаза распадается на α + β. В образцах, закаленных при $T_{зак}$ = 927 °C, структура состоит преимущественно из β-фазы, но еще присутствуют небольшое коли-

чество первичной α-фазы. Повышение температуры закалки из (α + β)-области уменьшает содержание первичной α-фазы. Старение и в этом случае вызывает превращение α′ → (α + β).

Важным результатом испытаний на растяжение является низкий предел текучести и высокая пластичность образцов, закаленных при $T_{зак}$ = 815 и 927 °С. Для этого состояния характерно также низкое значение отношения предела текучести к пределу прочности: 0,5÷0,4.

Повышение температуры закалки до 927 °С обеспечивает предел текучести 105 кг/мм^2, что примерно в 2 раза больше после закалки при $T_{зак}$ = 815 или 843 °С. При этом происходит также значительное снижение пластичности, особенно относительного сужения площади поперечного сечения: от 37 % при температуре 843 °С до 7 % при температуре 927 °С.

Необычно низкий предел текучести и повышенная пластичность образцов, закаленных при $T_{зак}$ = 843 °С, связаны с наличием в них несостаренного мартенсита. Это объясняется следующим.

Во-первых, количество β-фазы в этих образцах меньше 3 %. Это показывают данные рентгеноструктурного анализа. Поэтому маловероятно, что повышение пластичности связано с превращением β-фазы в мартенсит.

Во-вторых, старение данных образцов при температуре 540 °С существенно повышает твердость. Так как высокие температуры старения исключают образование ω-фазы, то основное упрочнение связано с распадом мартенсита. Распад таких малых количеств β-фазы до равновесного состава (α + β), очевидно, не обеспечивает повышение твердости или снижение пластичности образцов, состаренных в этих условиях.

По-видимому, рост твердости и предела текучести в интервале температур 843÷927 °С обусловлен распадом мартенсита на α-фазу и субмикроскопическую β-фазу во время охлаждения при закалке, причем степень распада связана с температурой M_s. В сплаве Ti6-Al5,5V-1,8Sn содержание ванадия в β-фазе уменьшается, а содержание алюминия увеличивается по мере повышения температуры закалки из (α + β)-области.

Так как в двойных Ti—Al-сплавах M_s повышается с увеличением содержания алюминия, в то время как увеличение содержания ванадия ведет к снижению M_s, то в исследованном сплаве повышение температуры закалки должно вызывать повышение температуры M_s. Таким образом, повышение твердости и предела текучести, а также уменьшение пластичности объясняются склонностью образцов к более полному распаду мартенсита в процессе охлаждения при закалке, обусловленному высокой температурой M_s. В результате старения отношение предела текучести к пределу прочности возрастает примерно до 0,85.

В закаленном состоянии минимальный модуль упругости наблюдается при температурах 815÷843 °С и составляет примерно 8750 Па. При закалке образцов из β-области получали более высокие значения модуля упругости по сравнению с закалкой из (α + β)-области.

Старение повышает модуль упругости сплава приблизительно до 1120 Па. Несколько завышенные результаты, полученные на образцах, состаренных после закалки при $T_{зак}$ = 927 °С, объясняются условиями испытаний. Максимальной ударной вязкостью обладали образцы, закаленные с температуры ≈815 °С. Старение при температуре 482 °С уменьшает вязкость, которая снижается по мере повышения температуры закалки из (α + β)-области. Кроме того, после закалки при $T_{зак}$ = 760 °С старение незначительно изменяет ударную вязкость.

Таким образом, повышение прочности сплава Ti6-Al5,5V-1,8Sn можно достичь подбором температур закалки и старения, что объясняется тремя причинами: распадом a′-мартенсита; выделением a_2-фазы (Ti3Al); выделениями второстепенных легирующих химических элементов — меди и железа.

Старение образцов закаленных при $T_{зак}$ = 760 °С повышает прочность и немного уменьшает пластичность и ударную вязкость.

Образцы, закаленные при $T_{зак}$ = 815÷843 °С, имеют низкую прочность, высокую пластичность и небольшие значения отношения предела текучести к пределу прочности. Это обеспечивает хорошую обрабатываемость сплава и легкость его деформирования при нормальной температуре. После старения закаленные с этого температурного интервала образцы максимально упрочняются, а их пластичность значительно снижается.

Образцы, закаленные при $T_{зак}$ = 927 °С, обладают высокой прочностью, низкими пластичностью и вязкостью. Последующее старение приводит к дальнейшему повышению прочностных свойств и снижению пластичности.

Закалка с температур выше точки образования β-фаз приводит к низкой пластичности образцов как в закаленном, так и в состаренном состояниях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Влияние** термообработки на структуру и механические свойства сплава Ti-6Al-6V-2Sn / В. Н. Гадалов, А. В. Филонович, С. В. Ковалев и др. // Известия ЮЗГУ. Сер. Техника и технологии. 2016. № 3 (20). С. 37—42.
2. **Володин В. А.** Титановые сплавы: состав, свойства, применение. Новгород: Волговятское изд-во, 1998. 144 с.
3. **Металлография** с атласами микроструктур металлов, сплавов, покрытий и сварных соединений: Титан и сплавы на его основе / В. Н. Гадалов, И. С. Захаров, В. А. Крюков и др. Курск: КГТУ, 2004. 479 с.
4. **Металлография** металлов, порошковых материалов и покрытий, полученных электроискровыми способами: Монография / В. Н. Гадалов, В. Г. Сальников, Е. В. Агеев и др. М.: ИНФРА-М. 2011. 468 с.

УДК 621.9-113.2

Я. Ю. ПИКАЛОВ, Ю. А. ПИКАЛОВ, кандидаты технических наук, Д. А. УСОВ (Сибирский федеральный университет, г. Красноярск), e-mail: ypikalov@sfu-kras.ru

Обрабатываемость конструкционных материалов и сравнительный анализ фрезерного инструмента

Проанализированы режимы резания при фрезеровании конструкционных сталей, алюминиевых и медных сплавов, пластиковых материалов отечественными инструментами и инструментами фирм Sandvik Coromant и Walter. Рассмотрены показатели обрабатываемости данных материалов.

Ключевые слова: фрезерование, концевая фреза, режим резания, обрабатываемость.

The cutting modes at milling of structural steels, aluminum and copper alloys, plastic materials by domestic tools and tools of Sandvik Coromant, Walter firms are analyzed. The factors of machinability of the subject materials are considered.

Keywords: milling, end mill, cutting mode, machinability.

Отечественные машиностроительные предприятия и вузы при определении режимов резания для устаревших инструментальных материалов еще используют методики прошлого столетия. Поэтому в настоящей статье представлены обоснования использования данных методик, инструментов и режимов резания и их сопоставление с современными инструментальными материалами [1] фирм Sandvik Coromant [3] и Walter [4].

На первом этапе рассчитывали режимы резания для отечественного инструмента. В качестве обрабатываемых материалов выбрали наиболее распространенные конструкционные сплавы: сталь конструкционная незакаленная, алюминий, дюралюминий, медные сплавы. Метод обработки — фрезерование концевой фрезой с глубиной t резания, равной диаметру D инструмента (данную глубину резания будем использовать во всех рассматриваемых операциях). Данный вид фрезерования является наихудшим режимом работой инструмента и используется при черновой обработке замкнутых полостей.

Рассматриваемые режимы резания разделили на четыре диапазона по диаметрам концевой фрезы и подаче S_z на зуб (табл. 1). Выражение для подачи S_z на зуб подбирали для каждого диапазона на основании рекомендаций справочника [1] (см. табл. 1).

Рассматриваемые углеродистые стали и их применение:

Ст0, Ст1, Ст3 (обычного качества) — малонагруженные детали (болты, шпильки, шайбы, гайки, прокладки);

08, 10, 15, 20 (качественные) — малонагруженные детали (зубчатые колеса, ролики, оси);

Ст4, Ст5, Ст6 (обыкновенного качества) — средненагруженные детали (рычаги, оси, кронштейны, валы);

25, 30, 35, 40, 45 (качественные) — средненагруженные детали (шатуны, валы, шестерни, пальцы);

50, 55, 60 (качественные) — высоконагруженные детали (зубчатые колеса, муфты, пружины);

60Г, 65, 70, 70Г, 75, 80, 85 (качественные) — детали, работающие в условиях трения (пружины, рессоры, эксцентрики).

Данные углеродистые стали по составу и механическим свойствам разделили на четыре группы (табл. 2). Каждая группа отличается значениями табличных коэффициентов в выражениях скорости и силы резания. Для каждой группы определяли возможность обработки быстрорежущими и твердыми сплавами (табл. 3).

Таблица 1

Значения варьируемых параметров инструмента и режимов резания по диапазонам

Диапазон	D, мм	Число зубьев Z	Формула для S_z	Ширина резания B, мм	Конструкция инструмента	Число вариантов
1	40	6	$\frac{0,3}{\sqrt{B+2,2}} - 0,0135$	1÷20	Напаянные винтовые пластинки	7
2	10; 16; 20	4	$\frac{0,024t}{B+2,5}$	0,5÷D	Коронка	20
3	4; 6; 8	3	$\frac{0,004t^3}{B+2}$			14
4	1; 2; 3	2	$0,0012\frac{t^3}{B}$			10

Алюминий и его сплавы

Алюминий — легкий, хорошо штампуется, коррозионностойкий, обладает высокой теплопроводностью, нетоксичен, что обусловливает его использование в авиационной и авиакосмической промышленности, а также в тепловом оборудовании и криогенной технике.

Дюралюминий — деформируемый сплав, в состав которого входят алюминий, медь, магний и марганец, более прочный и износостойкий по сравнению с чистый алюминием, применяется в авиационной и авиакосмической промышленности.

Силумины — сплавы алюминия с кремнием, по прочностным показателям находятся между алюминием и дюралюминием, используются в машиностроении при производстве отливок корпусов, картеров, блоков цилиндров, поршней, коробок скоростей.

Сплавы алюминия, как и стали, можно подвергать закалке, что также влияет на режимы резания. По материалам и применяемой термической обработки сформировали пять расчетных групп алюминиевых сплавов (табл. 4).

Таблица 2

Деление углеродистых сталей на группы

Группа	Стали	Содержание углерода, %	$\sigma_в$, МПа
С1	Ст0, Ст1, Ст3, 08, 10, 15, 20	≤0,6	400
С2	Ст4, Ст5, Ст6, 25, 30, 35, 40, 45	≤0,6	500
С3	50, 55, 60	≤0,6	650
С4	60Г, 65, 70Г, 75, 80, 85	>0,6	900

Таблица 3

Применение инструментальных материалов для обработки рассматриваемых групп сталей

Материал инструмента	Группа				Назначение
	С1	С2	С3	С4	
ВК8	Да			Редко	Обработка коррозионностойких высокопрочных и жаропрочных труднообрабатываемых сталей и сплавов, в том числе сплавов титана
Т15К6	Да				Получистовое и чистовое фрезерование сплошных поверхностей углеродистых и легированных сталей
Т5К12В	Да				Тяжелая черновая обработка поковок из всех видов сталей
Р6М5	Да		Редко		Изготовление всех видов инструментов для черновой и чистовой обработки

Таблица 4

Деление алюминиевых сплавов на группы

Сплавы	Группа	Твердость *HB*	$\sigma_в$, МПа
Алюминий и алюминиевые сплавы, силумины, закаленные	А1	>60	250
Алюминий и алюминиевые сплавы, силумины, термически не обработанные	А2	≤60	150
Дюралюминий закаленный	А3	>100	450
Дюралюминий не закаленный	А4	≤100	350
	А5	≤100	250

Медь и медные сплавы

Медь в чистом виде обладает высокой теплопроводностью и электропроводностью, поэтому широко применяется в электротехнике, в радиаторах систем охлаждения, кондиционерах и теплообменниках.

Латунь — двойной или многокомпонентный сплав на основе меди, основной легирующий химический элемент — цинк. Как правило, изделия из латуни получают пластическим деформированием из-за плохой обрабатываемости резанием. Для повышения обрабатываемости латунь легируют свинцом (ЛС59-1, ЛС60-1, ЛС63-3, ЛС74-3, ЛС64-2). Данные материалы используют при изготовлении мелких деталей точной механики.

Бронза — сплав меди с оловом. По способу получения изделия бронзы делят на деформируемые и литейные. Деформируемые бронзы используют для изготовления пружин, вкладышей, втулок, муфт и других деталей с высокими антифрикционными свойствами. Литейные бронзы — для производства арматуры, подшипников, зубчатых колес и других ответственных деталей, при эксплуатации которых требуется высокие износостойкость и долговечность.

Безоловянные бронзы используют при изготовлении химических приборов, регулирующей арматуры трубопроводов и отопительных систем.

По обрабатываемости медные сплавы можно разбить на три группы:

медь и сплавы с гомогенной структурой (Л60, Л63, БрО4Ц3, БрКН1-3, БрА7);

сплавы с гетерогенной структурой (ЛМц52-2, ЛЦ16К4, ЛЦ30А3, ЛЦ23А6Ж3Мц2, БрО10Ф1, БрА9Мц2Л, БрАЮЖ3Мц2);

сплавы, легированные свинцом (ЛС63-3, ЛЦ40С, БрО4Ц4С17, БрО5Ц5С5, БрС30).

По сочетанию механических свойств и обрабатываемости можно выделить пять групп медных сплавов (табл. 5).

Методика, изложенная в работе [1], не позволяет рассчитать режимы резания для цветных сплавов с использованием твердосплавного инструмента, поэтому все режимы рассчитывали для быстрорежущих фрез.

При анализе режимов фрезерования сталей рассматривали 16 разных комбинаций "материал инструмента — материал заготовки" (см. табл. 1),

Таблица 5

Деление медных сплавов на группы

Группа	Сплавы (твердость)
M1	Гетерогенные (>140 *HB*)
M2	Гетерогенные (100÷140 *HB*)
M3	Гомогенные
M4	Медь
M5	С содержанием свинца более 15 %

для каждой комбинации выделяли по 51 варианту инструментально-режимных параметров (см. табл. 3), таким образом, общее число вариантов составило 816. При анализе цветных сплавов было рассмотрено дополнительно десять материалов и для каждого по 51 варианту инструментально-режимных параметров. Таким образом, общее число рассматриваемых вариантов составило 1326.

Сопоставляли расчетные режимы резания для одного и того же инструмента, т. е. для концевой фрезы со следующими параметрами: D = 40 мм; Z = 6; t = 40 мм; B = 20 мм; S_z = 0,05 мм/зуб.

В табл. 6 приведены показатели обрабатываемости материалов, а именно, производительность обработки по объему $Q = BtS_м$ ($S_м$ — подача фрезы за 1 мин) и удельная производительность $q_{1Вт} = Q/N_z$ (N_z — мощность резания), т. е. производительность, приведенная к единице затраченной мощности при одинаковой стойкости инструмента.

Наилучшей обрабатываемостью обладают медные сплавы с содержанием свинца более 15 %, что соответствует действительности, например, сплав ЛС63-3 часто используют в качестве меры при оценке обрабатываемости углеродистых сталей и цветных сплавов, принимая его обрабатываемость за 100 % [2]. Данная группа материалов обеспечивает максимальную скоростью резания и подачу при минимальной силе резания. Наихудшая обрабатываемость у стали с малым содержанием углерода (до 0,6 %) и твердостью свыше 550 *HB*. Для этой группы сталей требуется наибольшая сила резания.

Анализ обработки стальных заготовок твердыми сплавами показал, что наиболее тяжелые режимы резания имеют место при использовании твердого сплава Т15К6 (см. табл. 6).

Для сравнительного анализа методик определения режимов резания и инструментальных материалов, кроме справочника технолога-машиностроителя для отечественных сплавов [1], использовали каталоги инструментов фирм Sandvik Coromant и Walter [3, 4].

Для инструментов Sandvik Coromant и Walter режимы резания определяются на основании классификации обрабатываемых материалов по стандартам ISO. Материалы разделены по химическому составу, физическим свойствам, способу получения исходной заготовки и термической обработки. Классификация верхнего уровня включает пять крупных групп:

P — все стали за исключением коррозионностойких и особопрочных (подгруппы P1—P5);

M — коррозионно-стойкие стали (аустенитная — M1, супераустенитная — M2, дуплексная — M3);

K — чугуны (ковкий — K1, серый — K2, с шаровидным графитом — K3, с вермикулярным графитом — K4, отпущенный ковкий — K5);

N — цветные металлы (сплавы на основе алюминия — N1, магния — N2, меди — N3, цинка — N4);

S — жаропрочные сплавы (на основе железа — S1, никеля — S2, кобальта — S3, титана — S4, вольфрама — S5, молибдена — S6).

Нестандартные материалы обозначаются буквой O: термопласты — O1, термореактивные материалы — O2, стеклопластики — O3, углепластики — O4, арамидопластики — O5, твердая резина — O6, графит технический — O7.

Материалы высокой твердости: особопрочные стали — H1, отбеленный чугун — H2, стеллиты — H3, железистый карбид титана — H4.

Например, P1.2.Z.AN означает следующее: P — группа сталей; 1 — нелигированные стали с содержанием Mn менее 1,65 %; 2 — с содержанием углерода 0,25÷0,55 %; Z — кованная, катанная, холоднотянутая; AN — отожженная.

Анализ полученных режимов резания [1] позволил сократить число рассматриваемых обрабатываемых сплавов. В каждую группу были включены материалы, обеспечивающие предельные значения сил и скоростей резания, установлено их соответствие классификации ISO (табл. 7): стальные сплавы (группы C2 и C3, см. табл. 2) — P1.2.Z.AN; алюминиевые сплавы (группы A3 и A4, см. табл. 4) — N1.2.Z.AG; медные сплавы (группы M3 и M5, см. табл. 5) — N3.1.U.UT и N3.3.U.UT.

Отечественный инструменты и инструменты фирм Sandvik Coromant и Walter сравнивали при одинаковых условиях: вид инструмента — концевая фреза; обрабатываемый материал — P1.2.Z.AN

Таблица 6

Режимы обработки инструментом из сплава Т15К6 для сталей разных групп

Группа	v, м/мин	S, мм/мин	n, мин$^{-1}$	P_z, Н	N, Вт	Q, см^3/мин	q_N, мм^3/Вт/мин
C1	510	213	1693	7258	25 742	407,8	16
C2	459	192	1524	7389	23 586	367,0	16
C3	417	174	1386	7510	21 792	333,7	15
C4	459	192	1524	7159	22 852	367,0	16

(группа С3); $D = t = 40$ мм; $B = 12$ мм; $Z = 3$; $S_z = 0{,}202$ мм; $v = 290$ м/мин. Данные по их производительности представлены в табл. 8.

Лучшими по производительности стали инструменты фирмы Walter — на 7 % меньше сила и мощность резания, на 10 % выше производительность обработки на 1 Вт затраченной мощности (незначительное преимущество). Стойкость инструментов фирмы Walter на 88 % выше стойкости отечественного инструмента. При этом используемая в расчетах подача S_z для российского инструмента завышена в 2 раза относительно верхней границы рекомендованных значений, поэтому при той же скорости резания производительность обработки будет меньше в 2 раза.

Фрезы фирмы Sandvik Coromant по производительности ниже инструмента Walter, но выше отечественного.

К сожалению, нет возможности сопоставить режимы резания, рассчитанные для обработки других материалов твердыми сплавами, так как в справочниках отсутствуют необходимые для расчета данные. Рассматривать отечественные быстрорежущие стали при обработке цветных металлов не имеет смысла в виду их более низких эксплуатационных характеристик.

Сравнением инструментов двух производителей для одинаковой обработки нельзя определить лучший инструмент. Поэтому было принято решение сравнивать инструменты и режимы резания при обработке разных материалов. С этой целью к рассматриваемым материалам (P1.2.Z.AN, N1.2.Z.AG, N3.1.U.UT и N3.3.U.UT) добавили группу пластиковых материалов (O1.0.U.NS): поливинилхлорид, поликарбонат, полиметилметакрилат, полипропилен, полистирол, полиамид, акрил, ABS, PLA и др.

Режимы резания определяли с помощью программ от производителей инструмента: CoroGuide (Sandvik Coromant) и Walter GPS (Walter) со схожими интерфейсами, которые представляют собой базы данных по инструментам с возможностью задания параметров поиска с учетом материала заготовки, способа подачи СОЖ, вида обработки, размеров обрабатываемого элемента и характеристик станка. В качестве критерия при выборе лучшего инструмента принята максимальная производительность обработки при максимальной стойкости инструмента.

Для каждого из обрабатываемых материалов рассматривали восемь станков с разными мощностями привода главного движения (0,8; 1,5; 2,2; 3,2; 4; 5,5; 6,5; 7,5 кВт).

Выбирали инструмент и определяли режимы резания для условий (табл. 9):

max — максимальный диаметр инструмента из модельного ряда производителя (оценивается обработка большими фрезами на конкретном станке);

opt — автоматически выбранный диаметр инструмента;

min — минимальный диаметр из модельного ряда.

Так как общее число вариантов режимов резания 240 (два производителя инструмента, восемь станков, пять групп обрабатываемых материалов,

Таблица 7

Режимы обработки одним инструментом для сталей разных групп и значения показателей обрабатываемости

Группа	v, м/мин	$S_м$, мм/мин	n, мин$^{-1}$	P_z, Н	N_z, Вт	Q, см^3/мин	$q_{1Вт}$, мм^3/Вт/мин
С1	17	40	133	10 585	2 958	321,3	11
С2	18	44	147	10 925	3 357	353,3	11
С3	20	48	160	11 242	3 763	384,9	10
С4	48	115	380	10 585	8 433	91,6	11
А1	54	129	429	2 279	2 048	103,4	50
А2	67	161	536	2 279	2 560	129,2	50
А3	54	129	429	6 266	5 633	103,4	18
А4	67	161	536	4 557	5 121	129,2	25
А5	81	194	644	3 418	4 608	155,0	34
М1	26	63	209	3 066	1 339	50,2	37
М2	37	90	298	4 088	2 551	71,7	28
М3	75	179	596	8 177	10 203	143,5	14
М4	299	717	2383	7 973	39 791	573,9	14
М5	449	1076	3575	1 431	10 713	860,8	80

Примечание. N_z — мощность резания; n — частота вращения шпинделя.

Таблица 8

Эксплуатационные показатели инструментальных материалов разных производителей

Материал	Производитель	$S_м$, мм/мин	n, мин$^{-1}$	Q, см^3/мин	P_z, Н	N, Вт	T, мин	$q_{1Вт}$, мм^3/Вт/мин
WKP25S	Walter	1398	2310	671	6352	30 700	32	22
GC1030	Sandvik				6600	31 900	24	21
T15K6	Россия				6842	33 060	17	20

три способа задания диаметра фрезы), то для уменьшения объема информации все режимы резания были усреднены для разных станков (см. табл. 9). Анализ полученных данных показал следующее.

1. Для материала P1.2.Z.AN оба производителя инструментов предлагают одинаковый оптимальный диаметр инструмента. Но производительность обработки у инструмента Walter выше, чем у Sandvik Coromant, ввиду более высокой скорости резания, т. е. Walter предлагает инструмент для более производительной обработки материала P1.2.Z.AN.

2. При обработке материала N1.2.Z.AG диаметр инструмента и скорость резания у Walter GPS больше, чем у CoroGuide, а глубина резания меньше. При этом производительность инструмента фирмы Walter в 4 раза выше, чем у Sandvik, а производительность обработки на 1 Вт мощности — в 3 раза выше.

3. При обработке материала N3.1.U.UT у Walter больше диаметр инструмента и в 2 раза подача на зуб, скорость резания в 2,5 раза, производительность обработки в 4 раза, производительность обработки на 1 Вт выше в 2 раза.

4. При обработке материала N3.3.U.UT инструментами фирмы Walter диаметр используемого инструмента в 1,4 раза больший, при этом в 2 раза больше подача S_z, скорость резания меньше на 14 %, производительность обработки почти в 3 раза больше, а производительность обработки на 1 Вт мощности выше в 4 раза.

5. Для материала O1.0.U.NS во всех случаях Walter GPS рекомендует инструменты с бóльшим диаметром, более высокой скоростью резания и максимальной производительностью обработки. Однако превосходство инструментов фирмы Walter в этом случае уже меньше.

Полученные данные дают возможность оценить и сопоставить рассматриваемые материалы по обрабатываемости инструментами двух производителей. Обрабатываемость оценивают по таким показателям, как производительность Q, скорость v резания, подача $S_м$, сила P_z резания (табл. 10) (чем больше число, тем выше показатель).

Исследования показали следующее. Отечественные методики и предлагаемый для расчета инструмент не соответствуют мировым стандартам: в пол-

Таблица 9

Усредненные значения показателей режимов резания для инструментов Walter и Sandvik Coromant

Обрабатываемый материал	Производитель	D	B, мм	D, мм	Z	S_z, мм/зуб	v, м/мин	$S_м$, мм/мин	n, мин$^{-1}$	P_z, Н	N, Вт	Q, см^3/мин	$q_{1Вт}$, мм^3/Вт/мин
P1.2.Z.AN	Sandvik	max	0,82	15,7	5	0,073	185	1248	3887	240	762	15	19
		opt	1,48	11,0	4	0,059	189	1292	5530	332	1067	23	20
		min	0,19	0,4	2	0,002	29	97	22313	4	2	0	0
	Walter	max	0,30	25,3	3	0,158	285	1698	3741	148	705	12	17
		opt	1,82	10,3	4	0,052	219	1422	6838	422	1453	25	18
		min	0,33	1,0	2	0,004	70	201	22282	9	11	0	5
N1.2.Z.AG	Sandvik	max	0,90	22,9	3	0,271	283	2715	3995	169	798	60	70
		opt	6,95	8,6	2	0,087	482	3127	18091	426	3497	205	56
		min	1,50	2,0	2	0,022	140	1000	22304	27	63	3	47
	Walter	max	0,27	76,7	5	0,122	1439	2929	6470	50	1082	60	56
		opt	3,93	17,4	2	0,221	914	7287	16786	217	3484	830	154
		min	1,00	1,0	2	0,009	70	379	22282	10	11	0	32
N3.1.U.UT	Sandvik	max	0,84	18,3	2	0,201	224	1566	3910	215	830	26	30
		opt	5,13	8,6	2	0,062	181	818	6878	468	1377	35	25
		min	1,50	2,0	2	0,019	140	822	22304	56	122	2	25
	Walter	max	0,26	45,4	4	0,142	492	1725	3525	78	665	21	32
		opt	2,89	16,9	2	0,151	450	2446	8622	280	2046	139	57
		min	0,12	0,4	2	0,005	28	208	22304	2	1	0	0
N3.3.U.UT	Sandvik	max	1,92	17,3	3	0,146	270	1777	5161	237	1068	55	50
		opt	3,18	12,3	2	0,137	267	1917	7035	351	1529	79	51
		min	0,38	0,5	2	0,006	31	282	22304	3	1	0	10
	Walter	max	0,75	43,3	4	0,071	587	1264	4433	76	737	40	6783
		opt	4,17	17,4	2	0,274	232	2329	4248	212	836	219	209
		min	0,13	0,4	2	0,005	29	208	22313	1	0	0	0
O1.0.U.NS	Sandvik	max	7,52	22,9	4	0,076	341	1295	4751	143	819	244	288
		opt	10,13	19,9	4	0,067	307	1201	5076	171	910	264	274
		min	0,33	0,4	2	0,002	28	73	22304	0	0	0	143
	Walter	max	3,41	40,3	3	0,182	410	1818	3369	89	626	269	402
		opt	7,15	24,3	3	0,149	416	2296	5532	152	1096	442	382
		min	0,55	0,7	2	0,003	45	145	22266	1	1	0	72

Таблица 10

Уровень показателей обрабатываемости материалов инструментами Walter и Sandvik Coromant

Материал	Инструмент	Показатель			
		Q	v	$S_м$	P_z
P1.2.Z.AN	Sandvik Walter	1 1	2 1	3 1	2 5
N1.2.Z.AG	Sandvik Walter	4 5	5 5	5 5	4 3
N3.1.U.UT	Sandvik Walter	2 2	1 4	1 4	5 4
N3.3.U.UT	Sandvik Walter	3 3	3 2	4 3	3 2
O1.0.U.NS	Sandvik Walter	5 3	4 3	2 2	1 1

Примечание. Чем больше число, тем выше показатель обрабатываемости.

ном объеме рассчитать можно режимы только для обработки сталей инструментами из быстрорежущих сталей и из твердого сплава; при обработке цветных сплавов расчет режимов резания возможен только для инструментов из быстрорежущих сталей и не для всех цветных сплавов; отсутствует возможность расчета режимов резания для обработки неметаллических материалов.

Анализ режимов резания рассматриваемых зарубежных производителей инструментов показал превосходство их инструментальных материалов. При этом для обработки разных материалов лучшими инструментами могут быть инструменты разных производителей.

Часто инструмент выбирают не по эксплуатационным показателям, а по цене, поэтому следующие исследования будут направлены на сопоставления цены и качества инструмента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Дальский А. М.** Справочник технолога-машиностроителя. М.: Машиностроение 1, 2003. 912 с.
2. **Веб-сайт** компании Нормис. URL: http://normis.com.ua
3. **Веб-сайт** фирмы Sandvik Coromant. URL: http:// www. sandvik. coromant. com
4. **Веб-сайт** фирмы Walter. URL: http://www.walter-tools.com/ru-ru/pages/default. aspx

---

УДК 621.923

А. Н. УНЯНИН, д-р техн. наук (Ульяновский ГТУ), e-mail: a_un@mail.ru

Аналитическое исследование сил шлифования с наложением ультразвуковых колебаний[1]

Получены зависимости для расчета сил шлифования, учитывающие изменение кинематики микрорезания абразивными зернами (АЗ) при наложении ультразвуковых колебаний с амплитудой, при которой изменяется режим работы АЗ. Адекватность аналитических зависимостей подтверждена экспериментально.

Ключевые слова: шлифование, ультразвуковые колебания, заготовка, силы, микрорезание, пластическое деформирование, абразивное зерно.

The dependencies for analysis of grinding forces, accounting variation of microcutting kinematics by abrasive grains (AG) at overlapping of ultrasonic vibrations with the amplitude, at which the AG operating mode changes, are obtained. The adequacy of the analytical expressions is confirmed experimentally.

Keywords: grinding, ultrasonic vibrations, billet, forces, microcutting, plastic deformating, abrasive grain.

Повышение работоспособности шлифовального круга при использовании ультразвуковых колебаний (УЗК) во многом обусловлено снижением сил обработки [1, 2]. Для разработки рекомендаций по режимам шлифования с УЗК необходимы аналитические зависимости для расчета составляющих силы шлифования.

Ранее были проведены исследования сил резания при амплитудах колебаний, значительно меньших критической глубины внедрения абразивного зерна (АЗ) в заготовку. Режимы работы АЗ — микрорезание и пластическое деформирование, сохраняются и при наложении УЗК.

Для нахождения силы шлифования, как суммы сил микрорезания, пластического деформирования и трения для АЗ шлифовального круга, будем использовать кратные интегралы. Пределом внутреннего интеграла является непрерывная функция — зависимость глубины залегания АЗ на рабочей поверхности шлифовального круга от его расположения на линии контакта с заготовкой [3], которая представляет собой дугу.

При амплитудах, близких к критической глубине микрорезания, режим работы АЗ при его перемещении по линии контакта с заготовкой изменяется: при глубине внедрения АЗ в заготовку большей, чем при отсутствии колебаний, осуществляется микрорезание; при глубине внедрения ниже кри-

[1] Исследования выполнены при финансовой поддержке РФФИ, проект 14-08-01059.

тической АЗ осуществляет пластическое деформирование.

При значительных амплитудах УЗК возможен прерывистый контакт АЗ с заготовкой, т. е. участки, на которых отсутствуют силы микрорезания и трения. В этом случае сила шлифования определяется как сумма сил отдельных АЗ на разных участках траектории.

Для расчета необходимо знать координаты точек на линии контакта АЗ с заготовкой, в которых изменяется режим работы АЗ при наложении УЗК.

При плоском шлифовании без наложения УЗК закон изменения глубины внедрения АЗ в материал заготовки по длине l контакта имеет вид:

$$a_з = a_{кр} + Al,$$

где $a_{кр}$ — критическая глубина микрорезания; A — коэффициент [4].

При наложении колебаний на заготовку в направлении, перпендикулярном обрабатываемой поверхности, закон изменения глубины внедрения АЗ будет иметь вид:

$$a_{з1} = a_з + A_y \sin\left(\omega \frac{l}{v_к} + \varphi\right),$$

где A_y — амплитуда колебания заготовки в направлении, перпендикулярном обрабатываемой поверхности; $v_к$ — рабочая скорость шлифовального круга; ω — угловая частота колебаний, рад/с; φ — начальная фаза УЗК, рад.

При $\varphi = 0$ в начальной точке контакта АЗ с заготовкой ($l = 0$) глубины внедрения АЗ при шлифовании с наложением и без наложения УЗК с амплитудой $A_y \le a_{кр}$ одинаковые: $a_{з1} = a_з$ (рис. 1). При перемещении АЗ глубина внедрения сначала увеличивается, а затем уменьшается. В точке $l_{пн1}$ глубина внедрения достигает критического значения $a_{кр}$, затем уменьшается, АЗ осуществляет пластическое деформирование материала заготовки. Таким образом, АЗ при наложении УЗК часть пути осуществляет микрорезание с глубиной внедрения больше, чем при отсутствии УЗК, при прохождении оставшейся части пути происходит пластическое деформирование.

Координату точки $l_{пн1}$ можно определить из условий:

$$a_{з1} = a_{кр} \text{ или } Al + A_y \sin\left(\omega \frac{l}{v_к} + \varphi\right) = 0.$$

При $\varphi = 90°$ в начальной точке контакта ($l = 0$) глубина внедрения АЗ в заготовку при наложении УЗК составляет $a_{кр} + A_y$ (см. рис. 1). При перемещении АЗ глубина его внедрения в заготовку уменьшается и в интервале $l_{пн2} \le l \le l_{пк2}$ АЗ осуществляет пластическое деформирование материала заготовки.

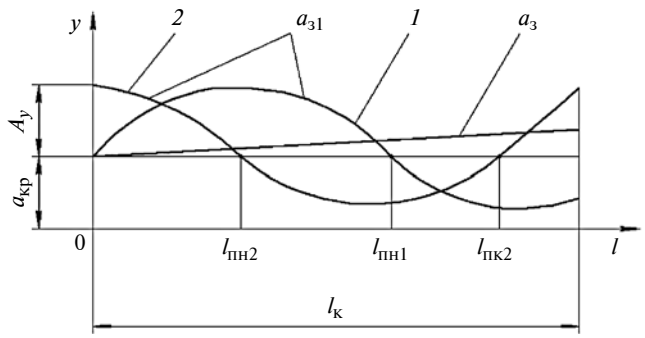


Рис. 1. Колебания заготовки в направлении *y* по длине *l* контакта при φ = 0 (*1*) и 90° (*2*)

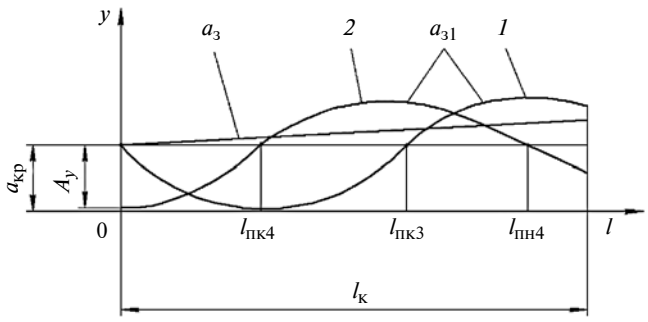


Рис. 2. Колебания заготовки в направлении *y* по длине *l* контакта при φ = 180 (*1*) и 270° (*2*)

При $\varphi = 180°$ АЗ сначала осуществляет пластическое деформирование (рис. 2), а в конце пути — микрорезание с глубиной внедрения больше, чем без применения УЗК.

При $\varphi = 270°$ сначала осуществляется пластическое деформирование, а по мере перемещения — микрорезание с глубиной больше, чем без применения УЗК.

Расчет размеров участков с тем или иным режимом работы АЗ выполняли численным методом при следующих условиях: длина контакта АЗ с заготовкой $l_к = 1{,}4$ мм (шлифование с малой врезной подачей); $v_к = 35$ м/с; частота УЗК $f = 18\,600$ Гц; $a_{кр} = 2$ мкм; $A_y = 1{,}8$ мкм (табл. 1).

Минимальная длина пути АЗ, на которой при наложении УЗК происходит микрорезание, осуществляется при $\varphi = 180°$ и составляет 36 % от длины всего контакта АЗ с заготовкой. Так как данный участок пути относительно небольшой, имеет место максимальное снижение силы шлифования. Максимальная длина контакта с микрорезанием составляет 72 % при $\varphi = 0$, следовательно, сила шлифования при наложении УЗК снижается в меньшей степени.

Так как при наложении УЗК равновероятно появление той или иной начальной фазы колебаний, то составляющие силы шлифования принимаем как

среднеарифметические значения составляющих при разных значениях φ (верхний индекс, в скобках):

$$\left.\begin{aligned} P_y &= \frac{1}{4}(P_y^{(0)} + P_y^{(90)} + P_y^{(180)} + P_y^{(270)}); \\ P_z &= \frac{1}{4}(P_z^{(0)} + P_z^{(90)} + P_z^{(180)} + P_z^{(270)}). \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

Составляющие силы шлифования при φ = 0 представим как

$$\left.\begin{aligned} P_y^{(0)} &= P_{y\text{р}1}^{(0)} + P_{y\text{р}2}^{(0)} + P_{y\text{д}1}^{(0)} + P_{y\text{д}2}^{(0)}; \\ P_z^{(0)} &= P_{z\text{р}1}^{(0)} + P_{z\text{р}2}^{(0)} + P_{z\text{д}1}^{(0)} + P_{z\text{д}2}^{(0)}, \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

где $P_{y\text{р}1}^{(0)}$ и $P_{z\text{р}1}^{(0)}$, $P_{y\text{р}2}^{(0)}$ и $P_{z\text{р}2}^{(0)}$ — радиальные (индекс y) и касательные (индекс z) составляющие силы шлифования соответственно при микрорезании (индекс 1) заготовки и трении АЗ о заготовку (индекс 2); $P_{y\text{д}1}^{(0)}$ и $P_{z\text{д}1}^{(0)}$, $P_{y\text{д}2}^{(0)}$ и $P_{z\text{д}2}^{(0)}$ — то же при пластическом деформировании.

Аналогично уравнениям (2) можно записать и другие составляющие зависимостей (1).

Аналитическое представление составляющих сил шлифования при малых амплитудах колебаний, когда режим работы АЗ сохраняется при наложении УЗК, отличается тем, что изменяются пределы интегрирования во внешнем интеграле (по параметру l).

При φ = 0 АЗ не осуществляет микрорезание при $l_{\text{пн}1}$, поэтому можно записать:

$$P_{y\text{р}1}^{(0)} = \int_0^{l_{\text{пн}1}} \left[\int_0^y P_{y\text{р}1i} n_{\text{зк}1} c_{\text{к}} \mathrm{d}y\right] \mathrm{d}l.$$

Здесь $P_{y\text{р}1i}$ — сила микрорезания единичным АЗ; $n_{\text{зк}1} = Z_0 H$ — число АЗ, вступающих в контакт с заготовкой, на одном погонном метре шлифовального круга в осевом направлении, где Z_0 — число АЗ на 1 м^2 шлифовального круга; H — размер заготовки в направлении, параллельном его оси; $c_{\text{к}}$ — коэффициент [5]; $y(l)$ — функция глубины залегания АЗ от длины l контакта с заготовкой [3].

При φ = 0; 180 и 270° АЗ осуществляют непрерывное микрорезание на одном участке, поэтому

Таблица 1

Размеры участков пути АЗ с разными режимами работы АЗ, мм (%)

φ°	Пластическое деформирование $l_{\text{пк}} - l_{\text{пн}}$	Микрорезание
0	0,39	1,01 (72)
90	0,80	0,60 (43)
180	0,90	0,50 (36)
270	0,46	0,94 (67)

для составляющих $P_{y\text{р}1}^{(0)}$, $P_{y\text{р}1}^{(180)}$, $P_{y\text{р}1}^{(270)}$ силы шлифования имеем:

$$P_{y\text{р}1} = \int_a^b \left[\int_0^y P_{y\text{р}1i} n_{\text{зк}1} c_{\text{к}} \mathrm{d}y\right] \mathrm{d}l,$$

где a и b — координаты, соответствующие началу и окончанию процесса микрорезания.

Тогда $P_{y\text{р}1} = k_y \tau_s B_{\text{р}}(D + D_{\text{УЗК}})$, где k_y — коэффициент [6]; τ_s — напряжение сдвига при микрорезании АЗ материала заготовки; $B_{\text{р}} = \text{tg}\gamma n_{\text{зк}1} c_{\text{к}}$; γ — половина угла при вершине АЗ; D и $D_{\text{УЗК}}$ — соответственно независящие и зависящие составляющие от кинематики микрорезания при наложении УЗК:

$$D = \left(2h_{\text{и}}^2 C_{\text{р}} + h_{\text{и}} C_{\text{р}}^2 + (h_{\text{и}} + C_{\text{р}}) h_{\text{и}}^2 + \frac{h_{\text{и}}^3}{3}\right)(b - a) + \\ + (6h_{\text{и}} C_{\text{р}} + 7h_{\text{и}}^2 + C_{\text{р}}^2) A \frac{(b^2 - a^2)}{2}; \quad (3)$$

$$D_{\text{УЗК}} = (14h_{\text{и}} + 6C_{\text{р}}) A A_y \Bigg[\cos\varphi\left(\frac{v_{\text{к}}^2}{\omega^2}\left(\sin\left(\frac{\omega}{v_{\text{к}}} b\right) - \right.\right. \\ \left. - \sin\left(\frac{\omega}{v_{\text{к}}} a\right)\right) - (b - a)\frac{v_{\text{к}}}{\omega}\left(\cos\left(\frac{\omega}{v_{\text{к}}} b\right) - \cos\left(\frac{\omega}{v_{\text{к}}} a\right)\right)\Bigg) + \\ + \sin\varphi\Bigg((b - a)\frac{v_{\text{к}}}{\omega}\left(\sin\left(\frac{\omega}{v_{\text{к}}} b\right) - \sin\left(\frac{\omega}{v_{\text{к}}} a\right)\right) + \\ + \frac{v_{\text{к}}^2}{\omega^2}\left(\cos\left(\frac{\omega}{v_{\text{к}}} b\right) - \cos\left(\frac{\omega}{v_{\text{к}}} a\right)\right) - \frac{v_{\text{к}}^2}{\omega^2}\Bigg] + (6h_{\text{и}} C_{\text{р}} + \\ + C_{\text{р}}^2 + 6h_{\text{и}}^2) A_y \Bigg(\sin\varphi \frac{v_{\text{к}}}{\omega}\left(\sin\left(\frac{\omega}{v_{\text{к}}} b\right) - \sin\left(\frac{\omega}{v_{\text{к}}} a\right)\right) - \\ - \cos\varphi \frac{v_{\text{к}}}{\omega}\left(\cos\left(\frac{\omega}{v_{\text{к}}} b\right) - \cos\left(\frac{\omega}{v_{\text{к}}} a\right)\right) + \cos\varphi \frac{v_{\text{к}}}{\omega}\Bigg), \quad (4)$$

где $h_{\text{и}}$ — суммарная высота скалывания зерен при правке и в результате изнашивания шлифовального круга; $C_{\text{р}}$ и A — коэффициенты [3]; при этом $a = 0$ и $b = l_{\text{пн}1}$ для составляющей $P_{y\text{р}1}^{(0)}$; $a = l_{\text{пк}3}$ и $b = l_{\text{к}}$ для $P_{y\text{р}1}^{(180)}$; $a = l_{\text{пк}4}$ и $b = l_{\text{пн}4}$ для $P_{y\text{р}1}^{(270)}$.

При φ = 90° по линии контакта АЗ с заготовкой имеются два участка микрорезания, поэтому зависимость для составляющей $P_{y\text{р}1}^{(90)}$ имеет вид:

$$P_{y\text{р}1}^{(90)} = P_{y\text{р}11}^{(90)} + P_{y\text{р}12}^{(90)} = \int_0^{l_{\text{пн}2}} \left[\int_0^y P_{y\text{р}1i} n_{\text{зк}1} c_{\text{к}} \mathrm{d}y\right] \mathrm{d}l + \\ + \int_{l_{\text{пк}2}}^{l_{\text{к}}} \left[\int_0^y P_{y\text{р}1i} n_{\text{зк}1} c_{\text{к}} \mathrm{d}y\right] \mathrm{d}l.$$

Для $P_{ур11}^{(90)}$ получили:

$$P_{ур11}^{(90)} = k_y \tau_s B_р (D + D_{УЗК}),$$

где D и $D_{УЗК}$ определяются по зависимостям (3) и (4), при этом $a = 0$, $b = l_{пн2}$.

Для $P_{ур12}^{(90)}$ получили:

$$P_{ур12}^{(90)} = k_y \tau_s B_р (D_1 + D_{УЗК1});$$

$$D_1 = \left(2h_и^2 C_р + h_и C_р^2 + (h_и + C_р)h_и^2 + \frac{h_и^3}{3}\right) \times$$

$$\times (l_к - l_{пк2}) + (6h_и C_р + 7h_и^2 + C_р^2)A\frac{(l_к^2 - l_{пк2}^2)}{2}.$$

$$D_{УЗК1} = (14h_и + 6C_р)AA_y \times$$

$$\times \left[\cos\varphi\left(\frac{v_к^2}{\omega^2}\left(\sin\left(\frac{\omega}{v_к}l_к\right) - \sin\left(\frac{\omega}{v_к}l_{пк2}\right)\right) - \right.\right.$$

$$\left. - (l_к - l_{пк2})\frac{v_к}{\omega}\left(\cos\left(\frac{\omega}{v_к}l_к\right) - \cos\left(\frac{\omega}{v_к}l_{пк2}\right)\right)\right) +$$

$$+ \sin\varphi\left((l_к - l_{пк2})\frac{v_к}{\omega}\left(\sin\left(\frac{\omega}{v_к}l_к\right) - \sin\left(\frac{\omega}{v_к}l_{пк2}\right)\right) + \right.$$

$$\left. + \frac{v_к^2}{\omega^2}\left(\cos\left(\frac{\omega}{v_к}l_к\right) - \cos\left(\frac{\omega}{v_к}l_{пк2}\right)\right) - \frac{v_к^2}{\omega^2}\right] + (6h_и C_р +$$

$$+ C_р^2 + 6h_и^2)A_y\left(\sin\varphi\frac{v_к}{\omega}(\sin\left(\frac{\omega}{v_к}l_к\right) - \sin\left(\frac{\omega}{v_к}l_{пк2}\right)\right) -$$

$$\left. - \cos\varphi\frac{v_к}{\omega}\left(\cos\left(\frac{\omega}{v_к}l_к\right) - \cos\left(\frac{\omega}{v_к}l_{пк2}\right)\right) + \cos\varphi\frac{v_к}{\omega}\right).$$

Обусловленная трением АЗ о заготовку составляющая силы шлифования $P_{ур2}$ при $\varphi = 0$; 180 и 270° имеет вид:

$$P_{ур2} = \int_a^b \left[\int_0^y P_{ур2i} n_{зк1} c_к \mathrm{d}y\right]\mathrm{d}l,$$

где $P_{ур2i}$ — сила трения между АЗ и заготовкой [3—6]. В результате преобразований получили:

$$P_{ур2} = D_р \tau_s \left[h_и(b - a) + \frac{A(b^2 - a^2)}{2} + \right.$$

$$+ \frac{A_y v_к}{\omega}\left(\cos\varphi + \sin\varphi\left(\sin\left(\frac{\omega}{v_к}b\right) - \sin\left(\frac{\omega}{v_к}a\right)\right) - \right.$$

$$\left.\left. - \cos\varphi\left(\cos\left(\frac{\omega}{v_к}b\right) - \cos\left(\frac{\omega}{v_к}a\right)\right)\right)\right],$$

где $D_р$ — коэффициент [3, 4].

Исходные выражения для расчета $P_{ур2}$ при $\varphi = 90°$:

$$P_{ур2}^{(90)} = \int_0^{l_{пн2}} \left[\int_0^y P_{ур2i} n_{зк1} c_к \mathrm{d}y\right]\mathrm{d}l +$$

$$+ \int_{l_{пк2}}^{l_к} \left[\int_0^y P_{ур2i} n_{зк1} c_к \mathrm{d}y\right]\mathrm{d}l.$$

$$P_{ур2}^{(90)} = D_р \tau_s \left[h_и l_{пн2} + \frac{Al_{пн2}^2}{2} + \right.$$

$$+ \frac{A_y v_к}{\omega}\left(\cos\varphi + \sin\varphi\sin\left(\frac{\omega}{v_к}l_{пн2}\right) - \cos\varphi\cos\left(\frac{\omega}{v_к}l_{пн2}\right)\right) +$$

$$+ h_и(l_к - l_{пк2}) + \frac{A(l_к^2 - l_{пк2}^2)}{2} +$$

$$+ \frac{A_y v_к}{\omega}\left(\cos\varphi + \sin\varphi\left(\sin\left(\frac{\omega}{v_к}l_к\right) - \sin\left(\frac{\omega}{v_к}l_{пк2}\right)\right) - \right.$$

$$\left.\left. - \cos\varphi\left(\cos\left(\frac{\omega}{v_к}l_к\right) - \cos\left(\frac{\omega}{v_к}l_{пк2}\right)\right)\right)\right].$$

Если амплитуда A_y колебания не превышает критическую глубину $a_{кр}$ микрорезания, контакт АЗ с заготовкой не прерывается, пластическое деформирование осуществляется на всей траектории АЗ, а для расчета составляющих $P_{уд1}$ и $P_{уд2}$ силы шлифования можно использовать зависимости, приведенные в работе [3].

Для составляющих P_z силы шлифования получены выражения:

$$P_{zр1} = \frac{k_z}{k_y} P_{ур1};$$

$$P_{zр2} = \mu_0 P_{ур2},$$

где k_z — коэффициент [6]; μ_0 — коэффициент трения при контакте АЗ и материала заготовки.

Выражения для расчета $P_{zд1}$ и $P_{zд2}$ приведены в работе [3].

Рассчитаны силы шлифования и их составляющие при обработке заготовок из инструментальной штамповой стали 3Х3М3Ф (229÷241 *HB*) шлифовальным кругом 25А25(*F*60)ПСМ1(*K*)6К6(*V*) (в скобках зернистость, твердость и связки ШК) диаметром $D_к = 200$ мм и зернистость *F*60. Размер заготовки $H = 0{,}005$ м. Режим шлифования: $v_к = 35$ м/с, продольная подача $S_{пр} = 10$ м/мин, подача врезная $S_{вр} = 0{,}01$ мм/дв.ход. Частота УЗК $f = 18{,}6$ кГц. Амплитуды колебаний: в направлении, совпадающем с осью шлифовального круга, $A_z = 6{,}5$ мкм; в направлении, перпендикулярном обрабатываемой поверхности заготовки, $A_y = A_z\mu = 1{,}8$ мкм ($\mu = 0{,}3$ — коэффициент Пуассона).

Длину контакта шлифовального круга с заготовкой определяем по формуле $l_к = \sqrt{D_к t} = 1{,}4$ мм (t — глубина шлифования); время контакта АЗ с заготовкой $\tau_к = l_к/v_к = 4 \cdot 10^{-5}$ с. Период колебаний УЗК при f =18,6 кГц составляет $T = 5{,}4 \cdot 10^{-5}$ с.

Длина контакта АЗ с заготовкой соответствует ≈3/4 длины волны УЗК. В данном случае время контакта АЗ с заготовкой значительно превышает 1/4 периода УЗК, следовательно, УЗК оказывают существенное влияние на процесс диспергирования материала заготовки [7].

Было принято, что при наложении УЗК временно́е сопротивление и предел текучести материала заготовки уменьшаются [1, 3]. Координаты точек на линии контакта АЗ с заготовкой, в которых изменяется режим его работы, рассчитаны в Mathcad и составили: $l_{пн1} = 1{,}01$ мм при $\varphi = 0$; $l_{пн2} = 0{,}53$ мм и $l_{пк2} = 1{,}3$ мм при $\varphi = 90°$; $l_{пк3} = 0{,}9$ мм при $\varphi = 180°$; $l_{пк4} = 0{,}46$ мм при $\varphi = 270°$.

Для оценки влияния кинематики микрорезания с УЗК на составляющие силы шлифования их рассчитывали без учета изменения (уменьшения) временно́го сопротивления и предела текучести материала заготовки (табл. 2).

При $\varphi = 0$ и 270°, когда на большей части линии контакта АЗ осуществляет микрорезание с глубиной внедрения больше, чем при обработке без УЗК, составляющие $P_{ур1}$ уменьшаются незначительно (соответственно на 4 и 5 %). При $\varphi = 90$ и 180° значительную часть пути АЗ проходит без микрорезания, составляющие $P_{ур1}$ уменьшаются значительно (соответственно на 12 и 14 %). Так как вероятности возникновений разных углов φ равны, то ввиду изменения кинематики микрорезания при наложении УЗК следует ожидать уменьшения силы $P_{ур1}$ на 9 %.

Таблица 2

Изменение (в процентах) значений составляющих $P_{ур1}$ и $P_{ур2}$ при наложении УЗК на заготовку в зависимости от угла φ

φ°	$P_{ур1}$	$P_{ур2}$
0	−4	−21
90	−12	−50
180	−14	−58
270	−5	−25

Таблица 3

Экспериментальные и расчетные (в скобках) значения составляющих P_y и P_z силы шлифования, Н (материал заготовки — сталь 3Х3М3Ф; A_y = 1,8 мкм)

Режим обработки	P_z	P_y
Без наложения УЗК	13,0	15,3
С наложением УЗК	11,7 (8,5)	13,5 (12,2)

Изменение кинематики оказывает наибольшее влияние на составляющую $P_{ур2}$, обусловленную трением АЗ о материал заготовки — максимальное снижение $P_{ур2}$ и $P_{ур1}$ наблюдается при $\varphi = 90$ и 180° (см. табл. 2). Значительно (на 38 %) уменьшается составляющая $P_{ур2}$. На составляющие $P_{уд1}$ и $P_{уд2}$ силы шлифования УЗК не оказывает влияния.

Расчетами установлено, что в результате изменения кинематики микрорезания при наложении УЗК сила P_y снижается примерно на 10 %.

Аналитическое моделирование подтверждено экспериментальными исследованиями. Для наложения на заготовку УЗК использовали устройство, являющееся звеном колебательной системы [1, 8]. Составляющие силы шлифования измеряли динамометрическим устройством УДМ-100, сигнал с которого поступал на усилитель TDA и далее на АЦП 16/16-SIGMA/USB. Использовали программное обеспечение ZetLab Studio.

Результаты экспериментальных исследований и моделирования представлены в табл. 3, их расхождение не превышает 20 %. Таким образом, численным моделированием и экспериментальными исследованиями подтверждена возможность использования полученных аналитических зависимостей для расчета сил шлифования с наложением УЗК, обеспечивающих изменение режима работы АЗ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Унянин А. Н.** Исследование силовой напряженности процесса шлифования с наложением ультразвуковых колебаний: Сб. "Современные тенденции в технологиях металлообработки и конструкциях металлообрабатывающих машин и комплектующих изделий". Уфа: УГАТУ, 2015. С. 44—49.
2. **Применение** ультразвука и взрыва при обработке и сборке / М. Ф. Вологин, В. В. Калашников, М. С. Нерубай, Б. Л. Штриков. М.: Машиностроение, 2002. 264 с.
3. **Унянин А. Н.** Исследование процесса взаимодействия абразивного круга с заготовкой при шлифовании с наложением ультразвуковых колебаний // Тр. междунар. НТК. Современные наукоемкие технологии, оборудование и инструменты в машиностроении. СПб.: Политехнический ун-т, 2014. С. 175—185.
4. **Худобин Л. В., Унянин А. Н.** Исследование силовой напряженности шлифования заготовок из пластичных материалов // Известия вузов. Машиностроение. 2006. № 4. С. 27—33.
5. **Королев А. В.** Исследование процессов образования поверхностей инструмента и детали при абразивной обработке. Саратов: Саратовский ун-т, 1975. 191 с.
6. **Худобин Л. В., Унянин А. Н.** Минимизация засаливания шлифовальных кругов. Ульяновск: УлГТУ, 2007. 298 с.
7. **Подураев В. Н.** Обработка резанием с вибрациями. М.: Машиностроение, 1970. 350 с.
8. **Пат. 2418670 Рос. Федерации:** МПК B24B1/04, B24B5/04. Способ плоского шлифования с наложением ультразвуковых колебаний.

Указатель статей, опубликованных в журнале "Вестник машиностроения" за 2017 г.

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Айбиндер Р. М., Гордеев Б. А., Охулков С. Н., Осмехин А. Н., Плехов А. С. — Демпфирование вибрации на резонансных частотах электротехнических комплексов и систем. № 1.

Александров И. К. — Энергетические потери при движении поезда по кривой. № 3.

Алексеев А. Т., Сергеева Л. В. — Методические особенности учета ползучести при компьютерном моделировании терморадиационного поведения графитовых блоков РБМК. № 5.

Аскаров Е. С. — Кулачково-винтовой механический пресс и его использование. № 10.

Асланов З. Ю., Эфендиев Э. М., Гасанли Р. К. — Обеспечение качества трубы, зажатой в клиновом захвате. № 4.

Базров Б. М. — Теория и практика базирования в машиностроении. № 4. Практическое приложение теории базирования в машиностроении. № 5.

Баловнев В. И., Селиверстов Н. Д., Данилов Р. Г. — Исследование работы фрезы рыхлительно-смесительного агрегата ресайклера. № 10.

Барабанов С. А., Бирюков В. И. — Мониторинг прохождения внутритрубных снарядов численным моделированием гидродинамического тракта. № 4.

Барбашов Н. Н., Леонов И. В. — Математическая модель спасательного устройства с маховичным накопителем энергии. № 9.

Бардушкин В. В., Яковлев В. Б., Сычев А. П., Лапицкий А. В. — Прогнозирование предельных значений прочностных показателей хаотически армированных полимерных композитов с антифрикционными дисперсными добавками. № 3.

Беда А. И., Руденко А. А., Беда И. Н. — Влияние перекоса вала на гидростатическую силу в щелевом уплотнении центробежного насоса. № 2.

Богданов В. И. — Применение высокоперепадной неохлаждаемой турбины в перспективных ГТД ограниченной мощности. № 2.

Болнокин В. Е., Ивашов Е. Н., Сторожев В. И., Мутин Д. И., Нгуен Динь Чунг. — Алгоритмы оптимизации пространственного размещения транспортно-складских комплексов. № 6.

Бренн Г., Козлов А. А., Боровик И. Н., Строкач Е. А. — Анализ процессов подготовки и сгорания топлива в КС двигателей летательных аппаратов. № 7.

Бровман М. Я. — Усовершенствование конструкций станин прокатных станов. № 2. Напряженное состояние сварных труб и совершенствование их конструкций. № 8.

Брунман В. Е., Ватаев А. С., Волков А. Н., Петкова А. П., Плотников Д. Г. — Повышение энергоэффективности нефтедобычи оптимизацией работы линейных приводов штанговых глубинных насосов. № 3.

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. № 2.

Брунман В. Е., Ватаев А. С., Волков А. Н., Ларин М. Ю., Мацко О. Н., Петкова А. П., Плотников Д. Г. — Разработка алгоритмов управления штанговыми насосами, направленных на повышение энергоэффективности. № 4.

Бурьян Ю. А., Зубарев А. В., Силков М. В., Шалай В. В. — Активная низкочастотная система виброизоляции с компенсацией динамических сил. № 6.

Верещака С. М., Данильцев В. В. — Физико-механические характеристики уплотнительного кольца рабочего колеса центробежного насоса из композиционного материала. № 4.

Войнаш С. А. — Исследование комбинированной ходовой системы транспортного средства. № 1.

Волков Г. Ю., Курасов Д. А., Горбунов М. В. — Инженерный метод геометрического синтеза планетарного механизма роторной гидромашины. № 10.

Воробьёв Е. И., Дорофеев В. О. — Расчет механизма ориентации манипуляционных роботов и протезов рук с линейными приводами. № 3.

Воячек И. И., Кочетков Д. В. — Комплексное повышение эксплуатационных характеристик резьбовых соединений при сборке с анаэробными материалами. № 2.

Гадалов В. Н., Емельянов С. Г., Сафонов С. В., Ворначева И. В., Филонович А. В. — Оптимизация электроакустического нанесения покрытий для повышения эксплуатационных свойств композитов из жаропрочных сплавов на основе никеля. № 6.

Гасанли Р. К., Асланов З. Ю. — Исследование ударной вязкости высокопрочного чугуна с шаровидным графитом, полученного литьем в металлические формы. № 2.

Герасимов С. И., Ерофеев В. И., Камчатый В. Г., Кикеев В. А. —Поперечное движение метаемого объекта в стволе легкогазовой пушки. № 11.

Гизатуллин, Ф. А. Салихов Р. М. — Влияние накопленной энергии в емкостных системах зажигания ГТД и частоты искровых разрядов на ресурс полупроводниковых свечей зажигания. № 10.

Гончаров А. А. — Расчет предельных нагрузок на самотормозящиеся клиновые механизмы свободного хода. № 10.

Горелов В. А., Анкинович Г. Г., Чудаков О. И. — Математическая модель прямолинейной динамики по недеформируемому опорному основанию седельного автопоезда с активным полуприцепом. № 3.

Гребенников А. С., Гребенников С. А., Косарева А. В. — Неравномерность и цикличность изменения затрат на обеспечение работоспособности автомобиля. № 9.

Доронин С. В., Филиппова Ю. Ф. — Обоснование расчетных нагружений карьерных экскаваторов с неклассическими конструктивными схемами рабочего оборудования. № 8.

Дорофеев В. Л. — Применение теории Г. Герца и метода виртуальных внешних нагрузок для обобщенного решения контактных задач. № 3.

Дружинин А. М., Гараев А. Р. — "Скручивающиеся" поршневые кольца двигателей внутреннего сгорания. № 1.

Евдокимов А. П. — Динамическая нагруженность и особенности работы силовых приводов подвижного состава в разных условиях. № 3.

Екименко А. Н. — Преднапряженное армирование полимерных композитов, наполненных растительными волокнами. № 12.

Зайдес С. А., Нго К. К. — Технологическая интенсификация напряженного состояния в стесненных условиях локального нагружения. № 3.

Захаров М. Н., Ларюшкин П. А., Эрастова К. Г. — Определение геометрических параметров плоского пятизвенного механизма из условия обеспечения его устойчивой работы в заданной области. № 11.

Зверев И. А., Маслов А. Р. — Исследование тепловых характеристик шпиндельных узлов на опорах качения. № 1.

Землянушнова Н. Ю., Порохня А. А., Землянушнов Н. А., Фадеев В. В. — Изготовление и испытание пружин клапанов ДВС из проволоки уменьшенного сечения. № 8.

Злобин С. В., Ермошин А. Н., Макаров А. А., Шерстобитов А. П. — Технология рекуперации тепла с принудительным отбором выхлопных газов газотурбинных газоперекачивающих агрегатов. № 6.

Иванов А. Г. — Уточнение механики масс и среды на основе характеров корректирующих масс. № 2.

Иванов А. С., Королёва О. Б. — Влияние конструктивного исполнения гайки на распределение нагрузки по виткам резьбы винта. № 12.

Иванов А. С., Фомин М. В. — Расчетные нагрузки приводов. № 9.

Исмагилов Ф. Р., Пашали Д. Ю., Вавилов В. Е., Саяхов И. Ф., Айгузина В. В. — Компьютерное моделирование внешнего магнитного поля элементов электротехнических комплексов с целью диагностики их технического состояния. № 3.

Калабухов Д. С., Мартынов С. П. — Метод выбора рационального варианта турбины сверхмалой мощности в системе турбоагрегата на этапе концептуального проектирования. № 1.

Кирилин Ю. В., Панин Д. Г. — Анализ влияния качества сетки оболочковых конечных элементов на точность расчетов динамических характеристик несущих систем станков. № 8.

Кирсанов С. В., Цыганков Р. С., Тухфатуллин Б. А. — Автоматизированный расчет стрелы прогиба стебля ружейного сверла. № 4.

Киселева С. К., Зайнуллина Л. И., Абрамова М. М., Хазгалиева А. А., Дударева Н. Ю., Александров И. В. — Влияние микроструктуры Al—Si сплава на качество слоя, полученного микродуговым оксидированием. № 1.

Клебанов Я. М., Мурашкин В. В., Поляков К. А., Данильченко А. И. — Динамическая нагруженность массивных сепараторов высокоскоростных шарикоподшипников. № 11.

Клецель М. Я., Барукин А. С., Калтаев А. Г. — Универсальная конструкция для крепления и изменения положения герконов в комплектных токопроводах. № 7.

Кобзев А. А., Егоров И. Н., Потанин Ю. С. — Мехатронная система коммутации и автоюстировки оптического излучения на базе механизма с параллельной кинематикой. № 6.

Коднянко В. А., Курзаков А. С. — Статические характеристики осевой гидростатической опоры с мембранным компенсатором перемещения. № 8.

Кожина Т. Д., Ерошков В. Ю., Курочкин А. В., Соколов Н. Н. — Комплексная автоматизация производства заготовок лопаток компрессоров ГТД. № 2.

Кондаков С. В. — КПД инерционно-импульсного трансформатора крутящего момента в трансмиссии самоходного транспортного средства. № 8.

Копотилов В. И. — Сила тяги гусеничной машины. № 6.

Короткин В. И. — Влияние продольной модификации поверхностей зубьев на напряженное состояние и нагрузочную способность зубчатых передач Новикова с исходным контуром по ГОСТ 15023—76. № 9.

Костышев В. А., Ерисов Я. А. — Изготовление колец для газотурбинных двигателей горячей раскаткой сварных заготовок. № 3.

Красильников А. Я. — Магнитная муфта с постоянными высококоэрцитивными магнитами и активной длиной меньше ширины магнита. № 4.

Крохмаль Н. Н., Крохмаль О. Н. — Метод, алгоритм и программная реализация кинематического синтеза пространственного механизма типа ВПСС на основе его передаточной функции. № 9.

Кузнецов А. П. — Эволюция методов оценки точности металлорежущих станков и тенденции ее изменения. Часть 2. Эволюция понятий и моделей оценок точности металлорежущих станков и тенденции ее изменения. № 8.

Кузнецова В. Н. Савинкин В. В. — Эффективность динамического процесса поворота платформы экскаватора при концентрации напряжений в ее парах зацепления. № 5.

Кухарь В. Д., Киреева А. Е., Сорвина О. В. — Калибровка внутренней поверхности трубчатой заготовки давлением импульсного магнитного поля. № 9.

Кушнир А. П., Курнасов Е. В. — Оптимизация параметров подруливающего устройства. № 11.

Лавров И. В., Бардушкин В. В., Сычёв А. П., Яковлев В. Б. — Прогнозирование эффективной теплопроводности многокомпонентных текстурированных трибокомпозитов. № 8.

Ларин С. Н., Платонов В. И., Бессмертный А. В. — Оценка возможностей пневмоформовки материалов, подчиняющихся кинетической теории кратковременной ползучести. № 4.

Ларюшкин П. А., Захаров М. Н., Эрастова К. Г., Глазунов В. А. — Структурный анализ и решение обратной задачи о положениях сферического механизма параллельной структуры. № 4.

Лис В., Пономаренко Ю. Е. — Энергозатраты на преодоление сил трения в сопряженных элементах уплотнений межкатковых зазоров раскатывающих проходчиков скважин. № 1.

Лисин А. Н., Набоков И. И., Мозалёв В. В. — Прогнозирование сопротивления усталости элементов конструкций с учетом технологических параметров. № 2.

Лобанов И. Е. — Математическое моделирование теплообмена в прямых круглых трубах и в плоских каналах с шероховатыми поверхностями при симметричном обогреве. № 7.

Макаров А. М., Хорошевский М. Д., Полежаев Н. В., Кухтик М. П., Сердобинцев Ю. П., Крылов Е. Г. — Автоматизированный электропривод с частотным управлением по датчику гидростатического давления. № 3.

Маленков М. И., Волов В. А. — Колесно-шагающий движитель планетохода с функцией активной подвески в режиме колесного движения. № 9.

Мандровский К. П., Тюрин Я. И. — Оптимизация опорного контура колесной машины, оснащенной манипуляторным оборудованием, для повышения ее устойчивости. № 10.

Манфановский С. Б, Енаев А. А. — Исследование демпфирующих свойств колесных движетелей с внутренним подрессориванием. № 2.

Маньшин Ю. П., Маньшина Е. Ю. — Приближенная оценка ресурса детали, обеспечивающая ее требуемый ресурс с заданной вероятностью безотказной работы. № 12.

Масягин В. Б., Мухолзоев А. В. — Исследование особенностей размерного анализа технологических процессов изготовления изделий, имеющих угловые элементы, с учетом погрешностей углов наклона. № 1.

Мукутадзе М. А., Лагунова Е. О., Гармонина А. Н., Василенко В. В. — Радиальный подшипник скольжения с податливой опорной поверхностью. № 12.

Наджафов А. М., Абдуллаев А. И., Ахмедов Б. Б. — Влияние суммарных конструкционных и технологических погрешностей на кинематические показатели механического привода новой конструкции штанговых насосов. № 1.

Нигметзянов Р. И., Сундуков С. К., Фатюшин Д. С. — Сборка прессовых соединений с применением ультразвуковых колебаний. № 9.

Нижегородов А. И. — Анализ и синтез универсальной вибрационной машины с гидрообъемным возбуждением колебаний. Часть 1. № 11. Анализ и синтез универсальной вибрационной машины с гидрообъемным возбуждением колебаний. Часть 2. № 12.

Новиков В. В., Поздеев А. В., Чумаков Д. А., Ковалёв А. М. — Совместная работа пневматической подвески АТС с динамическим гасителем колебаний колес и гидроамортизатором. № 7.

Новокшенов А. Д., Марченко П. А., Немов А. С., Боровков А. И. — Топологическая и параметрическая оптимизации кронштейна под установку звездного датчика. № 10.

Огородов В. А. — Обеспечение направленной деформации тонкостенного цилиндра при закреплении. № 9.

Павлова П. Л., Кондрашов П. М., Лысянников А. В. — Сопоставление экспериментальных данных с теоретическими значениями распределения температуры вдоль пластины. № 12.

Пасько Н. И., Анцева Н. В., Коломиец К. С. — Оптимизация режима профилактического восстановления металлических конструкций грузоподъемных машин. № 5.

Пашали Д. Ю., Юшкова О. А., Саяхов И. Ф. — Магнитное поле асинхронных двигателей в зоне лобовых частей с учетом влияния технологических и конструктивных факторов. № 3.

Печенин В. А., Жидяев А. И., Болотов М. А. — Методика повышения точности механической обработки сложнопрофильных деталей. № 8.

Пивень В. В., Уманская О. Л. — Определение граничных условий работы вибрационных грохотов. № 9.

Плеханов Ф. И., Молчанов С. М., Сунцов А. С. — Влияние конструктивных особенностей планетарной передачи на распределение нагрузки по ее сателлитам. № 9.

Поддубный В. И., Трехтлер А., Варкентин А., Крюгер М. — Механико-математическая модель гусеничной машины для разработки инновационного движителя и системы подрессоривания. № 3.

Полушкин О. А., Полушкин О. О., Фофана И. М. — Повышение эффективности балансировочного оборудования нового поколения. № 4.

Попович А. Г. — Определение геометрических параметров прямозубой передачи для повышения ее долговечности по критерию износа поверхностного слоя зубьев. № 5.

Пшеничный В. В. Сальников А. Ф. — Исследование вибродинамических характеристик стенда для испытаний главных редукторов вертолетов. № 2. Динамический анализ стенда для испытаний главных редукторов вертолетов. № 5.

Пылаев Б. В. — Кинематика механизма с качающейся шайбой. № 5.

Пындак В. И., Новиков А. Е., Дяшкин А. В., Шевкетов Э. М. — Демпферы и амортизаторы на основе многослойных эластичных оболочек. № 1.

Пыстогов А. С., Пыстогов А. А. — Технические и экономические предпосылки применения пустотелых винтовых пружин. № 5.

Ражиков В. Н., Беляев А. Н. — Методика ускоренных ресурсных испытаний планетарной зубчатой передачи K-H-V, работающей с небольшой частотой вращения. № 1. Учет деформации подшипников сателлитов при проверке геометрических показателей качества зацепления в цилиндрических эвольвентных зубчатых передачах внутреннего зацепления с малой разностью чисел зубьев. № 2.

Рузметов М. Э., Ходжиев М. Т., Шин И. Г. — Расчет и проектирование привода транспортирующего устройства для складирования волокнистого материала. № 11.

Сабитов М. Х., Поникаров С. И. — Упругая приспособляемость элементов оборудования, работающего под давлением. № 2.

Савинкин В. В., Кузнецова В. Н. — Принципы перераспределения нагрузки при отклонении пятна контакта от проектной оси симметрии в парах зацепления поворотной платформы одноковшового экскаватора. № 6.

Салихов Р. Ф., Чудова Т. М. — Усовершенствование конструкции измерителя наработки строительных и дорожных машин. № 3.

Сафонов А. И., Галюжин А. С. — Повышение надежности пневмоприводов применением центробежно-магнитной осушки сжатого воздуха. № 10.

Саяпин С. Н. — Система регулирования двигателя Стирлинга. № 7.

Секацкий В. С., Строк Л. В., Мерзликина. Н. В., Моргун В. Н. — Показатели качества гидростатических подшипников. № 6.

Семеноженков В. С., Семеноженков М. В. — Железнодорожная колесная пара с управляемым дифференциалом. № 6.

Сергеев Ю. С., Сергеев С. В., Дьяконов А. А., Кононистов А. В., Карпов Г. Е., Микрюков А. А. — Автоматизированная система мониторинга самосинхронизирующихся виброприводов. № 11.

Сердобинцев Ю. П., Дроботов А. В., Гаврилина Н. В., Авдеев А. Р., Швец А. А., Гущин И. А. — Методика выбора 3D-принтеров на основании технико-экономических показателей. № 4.

Сердобинцев Ю. П., Макаров А. М., Иванюк А. К. — Автоматизированный модуль для определения деформаций корпусов и их элементов при внешнем давлении. № 5.

Сердюков В. И., Сердюкова Н. А., Шишкина С. И. — Использование элементов искусственного интеллекта для повышения надежности технических изделий. № 10.

Сизый Ю. А., Чайка Э. Г., Ушаков А. Н. — Метод пространства состояний при исследовании и анализе крутильных колебаний привода вращения № 2.

Силаев А. А., Потехин Д. В., Горшенева М. П., Санинский В. А. — Фотометрический метод измерения геометрических параметров биений шеек валов. № 4.

Соколов Н. В., Максимов Т. В., Хадиев М. Б., Футин В. А. — Динамические испытания упорного подшипника скольжения в центробежном компрессоре с полуоткрытым рабочим колесом. № 1.

Соколов С. А. — Условие сопротивления усталости сварных узлов в форме локальных напряжений. № 12.

Соломенцев Ю. М., Фролов Е. Б., Феофанов А. Н. — Оперативное планирование и управление машиностроительным производством на основе исполнительных производственных систем. № 8.

Сотников А. Л., Царенко С. Н. — Математическая модель и методика синтеза упругих элементов рессорного механизма качания кристаллизатора МНЛЗ. № 12.

Спицына Д. Н., Юрин А. Н. — Исследование боковых сил, действующих на движущиеся мостовые краны. № 10.

Сулаймонов Р. Ш. — Совершенствование конструкции машины для очистки натурального коротковолокнистого материала. № 1.

Сыркин В. В., Эдигаров В. Р., Трейер В. А. — Исследование динамических характеристик регуляторов давления с эластичными запорно-регулирующими элементами. № 7.

Сысоев С. Н., Воздуган А. А. — Метод управления мембранным приводом. № 5.

Табаков В. П., Ширманов Н. А., Сизов С. В., Чихранов А. В. — Влияние конструкции катодов и их расположение на параметры структуры и механические свойства многоэлементных нитридных покрытий. № 9.

Терауд В. В. — Экспериментальные критерии локализации деформаций ползучести в прямоугольных образцах при высокой температуре. № 7.

Хабрат Н. И. — Теория и расчет основных параметров однодисковых грузоупорных тормозов с винтовым замыканием. № 12.

Хабрат Н. И., Умеров Э. Д. — Повышение долговечности цепной передачи с увеличенным передаточным отношением. № 8.

Халилов И. А., Керимов С. Х., Рзаева Г. М. — Способ синтеза рычажного механизма, обеспечивающего заданный закон движения. № 3.

Хохлов А. В. — Критерий разрушения и кривые длительной прочности, порождаемые определяющим соотношением нелинейной теории наследственности Ю. Н. Работнова. № 6.

Шарипов В. М., Щетинин Ю. С. — Выбор параметров двухпоточной гидромеханической передачи для колесных и гусеничных машин. № 7.

Шарков О. В., Корягин С. И., Калинин А. В. — Экспериментальное исследование крутильной жесткости механизмов свободного хода приводов машин. № 8.

Щетинин В. С., Космынин А. В., Хвостиков А. С., Смирнов А. В., Иванова Н. А. — Влияние вылета консоли на характеристики высокоскоростного ротора, установленного на газомагнитных опорах. № 5.

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

Албагачиев А. Ю., Лукашев Е. А., Сидоров М. И., Ставровский М. Е. — Сопоставление трибохимической кинетики "внешнего" трения и основных положений адгезионной и молекулярно-механической теории трения. № 5.

Албагачиев А. Ю., Сидоров М. И. — Исследование микротвердости и трибологических характеристик покрытий. № 3.

Алибоев Б. А. — Исследование гидроабразивного изнашивания прецизионных сопряжений гидрораспределителей тракторов. № 10.

Болотов А. Н., Новиков В. В., Новикова О. О. — Полиэтилсилоксановые магнитные нанодисперсные масла для узлов трения. № 10.

Вагин А. В., Албагачиев А. Ю., Сидоров М. И., Ставровский М. Е. — Исследование противоизносных свойств покрытий на артиллерийских стволах. № 9.

Емаев И. И., Криони Н. К., Нигматуллин Р. Г., Шустер Л. Ш. — Влияние температуры и давления на трибологические свойства пластичных смазочных материалов, модифицированных углеродным каркасом. № 11.

Кохановский В. А., Глазунов Д. В. — Управление эксплуатационными показателями смазочного материала. № 6.

Кохановский В. А., Снежина Н. Г., Петренко А. А. — Приработка металлополимерных трибосистем с композиционным покрытием. № 3.

Мамедов А. Т., Гаджиева С. М. — Изменение состава и структуры диффузионных хромовых покрытий в результате трения при взаимном контакте. № 7.

Седакова Е. Б., Козырев Ю. П. — Влияние фрикционного переноса в паре трения полимер—сталь на трибологические свойства политетрафторэтилена при разных контактных температурах. № 7.

Усов П. П. — Влияние вязкоупругих свойств контактирующих тел со смазыванием на их контактное взаимодействие. № 4.

Шастин В. И., Каргапольцев С. К. — Лазерная модификация поверхностей трибологических сопряжений. № 6.

Яковлев С. Н. — Экспериментальное определение износостойкости подшипников скольжения из полиуретана. № 5.

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Алиев Р., Гусейнов Р. — Самобалансирующий фрезерный инструмент для высокоскоростной обработки. № 6.

Амиров Ф. Г. — Объединение инструментальных блоков в позиции механической обработки на многопоточных автоматических линиях. № 4.

Архипов В. Е., Лондарский А. Ф., Москвитин Г. В., Пугачев М. С., Широкова Н. В. — Основные свойства газодинамических покрытий. № 1.

Безъязычный В. Ф., Сутягин А. Н., Непомилуев В. В., Семенов А. Н. — Повышение износостойкости деталей машин технологическими методами. № 6.

Беспалов Д. А., Ремшев Е. Ю., Данилин Г. А., Воробьева Г. А., Пехов В. А. — Влияние режимов термообработки на физико-механические свойства проволоки из никельхромкремнистой бронзы. № 10.

Боровский В. Г., Негинский Е. А., Отт О. С., Маслов А. Р. — Исследование процесса обработки твердых горных пород алмазно-твердосплавными пластинами. № 10.

Боровский Г. В., Каменецкий Л. И., Негинский Н. А., Надольский М. А., Маслов А. Р. — Исследование величины износа породоразрушающего поликристаллического инструмента. № 6.

Букарев И. М., Собольков А. В., Аборкин А. В. — Повышение скорости роста толщины покрытия CrN/AlN управлением загрязнением мишени при магнетронном напылении. № 3.

Бушуев Вл. В., Бушуев В. В., Новиков В. А. — Кинематические погрешности цепи обката зубофрезерных станков нового поколения с прямыми приводами вращения инструмента и заготовки. № 11.

Великанов Н. Л., Наумов В. А., Корягин С. И. — Гидравлический расчет системы подачи смазочно-охлаждающей жидкости в зону обработки материала. № 10.

Гадалов В. Н., Емельянов С. Г., Ворначева И. В., Филонович А. В., Макарова И. А. — Разработка технологий производства и термообработки порошкового титанового сплава Ti6-Al5,5-V-1,8Sn. № 12.

Ганиева В. Р., Тулупова О. П., Еникеев Ф. У., Круглов А. А. — Компьютерное моделирование технологических процессов обработки давлением конструкционных сверхпластичных материалов. № 2.

Гасанли Р. К., Асланов З. Ю. — Оптимизация режимов обработки шлицевых валов для повышения работоспособности редуктора. № 11.

Глазунов Д. В. — Исследование значимости факторов, влияющих на ресурс смазочного материала в паре трения колесо—рельс. № 6.

Димов Ю. В., Подашев Д. Б. — Исследование производительности процесса скругления кромок полимерно-абразивными щетками. № 3.

Дмитриев А. М., Коробова Н. В. — Определение силы выдавливания заготовок ступенчатым пуансоном. № 10.

Дмитриев Б. М. — Термическая жесткость несущей системы металлорежущего станка. № 11.

Екименко А. Н. — Перспективные технологии изготовления коррозионно-устойчивых забивных свай. № 11.

Жарков В. А. — Испытания материалов. Формовка листов, лент и полос. № 1. Испытания материалов. Многооперационная осесимметричная вытяжка листовых заготовок. № 4. Испытания материалов. Многооперационная неосесимметричная вытяжка листовых заготовок. № 8. Испытания материалов. Анизотропия листов и ее влияние на листовую штамповку. № 11.

Житников Ю. З., Житников Б. Ю., Клычев А. А. — Обоснование надежного и качественного закрепления заготовок в трехкулачковых патронах на станках с ЧПУ. № 12.

Кабалдин Ю. Г., Аносов М. С., Желонкин М. В., Головин А. А. — Модели хрупкого разрушения металлических конструкций из низкоуглеродистых сталей при пониженных температурах. № 9.

Кабалдин Ю. Г., Аносов М. С., Шатагин Д. А., Сидоренков Д. В., Головин А. А., Желонкин М. А. — Механизмы усталостного разрушения материалов при низких температурах. № 7.

Кабалдин Ю. Г., Шатагин Д. А., Сидоренков Д. А., Головин А. А., Аносов М. С. — Оценка и диагностика структурной устойчивости материалов при низких температурах с использованием подходов нелинейной динамики и искусственного интеллекта. № 6.

Каблов В. Ф., Новопольцева О. М., Кочетков В. Г., Лапина А. Г., Пудовкин В. В. — Эластомерные теплозащитные материалы, содержащие алюмосиликатные микросферы. № 9.

Калашников А. С., Калашников П. А., Хомякова Н. В. — Оптимизация параметров резцовой головки с целью повышения эксплуатационной надежности конических и гипоидных передач. № 4.

Карелин И. Н., Седых В. Д. — Теоретические основы технологии изготовления износостойкого крутоизогнутого отвода трубопровода. № 10.

Комаишко С. Г., Кулик Г. Н., Суздаль К. В. — Технологическая наследственность в машиностроении. Часть 1. № 11.

Коротков В. А. — Методы повышения эффективности наплавки. № 5. Технико-экономическая эффективность карбонитрации. № 9.

Кочешков И. В. — Системно-структурный аспект создания материалов с заданными уникальными свойствами. № 11.

Крылов Е. Г., Макаров А. М., Барабанов В. Г., Козловцева Н. В., Сердобинцев Ю. П. — Моделирование и оценка эффективности системы инструментального обеспечения многоцелевых станков. № 5.

Курнасов Е. В., Малышкин А. Б. — Комплексный подход к управлению процессом селективного гидрирования ацетиленистых соединений. № 2.

Ливанский А. Н., Нигметзянов Р. И., Сундуков С. К., Фатюхин Д. С. — Ультразвуковая обработка дисперсных систем. № 9.

Масюткин Е. П., Авдеев Б. А., Жуков В. А — Применение магнитных гидроциклонов для повышения качества очистки технических жидкостей. № 10.

Минаков А. П., Лустенков М. Е., Ильюшина Е. В., Афанасьев П. В. — Повышение качества гильз гидроцилиндров разной жесткости финишной упрочняющей пневмоцентробежной обработкой. № 12.

Митрофанов А. П., Паршева К. А. — Применение специальной внешней среды для повышения эффективности шлифования труднообрабатываемых сталей. № 6.

Монастырский А. В. — Высокоэффективное проектирование технологии фасонной отливки из магниевого сплава. Часть 1. Проектирование и анализ литниково-питающей системы. № 3.

Новиков С. В., Кузнецова Е. В., Гершман И. С. — Структура и свойства твердосплавных покрытий, получаемых электрическим контактным взрывом. № 7.

Новосёлова Т. В., Толмачева Л. В., Чернега Ю. Г., Коломеец М. А., Маецкий А. В., Тубалов Н. П., Яковлева О. В. — Металлокерамические пористые проницаемые СВС-материалы на основе оксидов железа и алюминия и их физико-механические свойства. № 12.

Павлова Т. В., Калашников В. С., Кондратьева А. Р., Кочубей А. Я. — Усталостная прочность полуфабрикатов из титановых сплавов для изготовления моноколес компрессора газотурбинных двигателей. № 4.

Перминов А. Е., Бабин С. В., Прокофьев Е. Ю. — Особенности фрезерования деталей концевыми фрезами. № 12.

Погосян М. А.,. Братухин А. Г., Савельевских Е. П., Стрелец Д. Ю., Злыгарев В. А. — CALS-технологии при создании самолета SSJ100. № 5.

Расулов Ф. Р., Бабаев А. И. — Особенности поверхностного легирования отливки в литейной форме. № 4.

Сосенушкин Е. Н., Сосенушкин А. Е., Хроменков А. В. — Оценка изнашивания штампов для объемного деформирования по критерию пластического смятия контактной поверхности. № 7.

Табаков В. П., Чихранов А. В. — Взаимосвязь состава износостойких покрытий с параметрами структуры, механическими свойствами и функциональными параметрами процесса резания. № 11.

Толочко Н. К., Корко В. С., Челединов А. Н., Ланин В. Л. — Факторы неравномерной очистки деталей машин в ультразвуковых ваннах. № 4.

Тушавина О. В., Афанасьев В. А., Северцев С. А. — Снижение газовых нагрузок в вакуумных камерах для получения сверхвысокого разрежения. № 2.

Уразбахтина А. Ю., Уразбахтин Ф. А. — Оптимизация технологической подготовки сварочных материалов для сварки деталей из алюминиево-магниевых сплавов на основании анализа критичностей. № 1.

Чернышов Е. А., Романов А. Д., Романова Е. А. — Повышение свойств отливок из среднелегированной высокопрочной стали применением микрохолодильников и охлаждения формы. № 7.

Яковлев С. Н. — Экспериментальное определение предельной температуры конструкционных полиуретанов, работающих в условиях динамического нагружения. № 7.

Проблемы теории и практики резания материалов

Бржозовский Б. М., Зинина Е. П., Мартынов В. В., Плешакова Е. С. — Аналитическая модель износостойкости модифицированного режущего инструмента. № 7.

Воронов С. А., Ма Вэйдун. — Влияние геометрических параметров абразивных зерен на силу резания. № 9.

Железнов Г. С., Андреева С. Г. — Определение силы резания, действующей на лезвие инструмента. № 3. Влияние упругой отдачи на отклонения размеров и формы поверхности отверстия при развертывании в тонкостенных заготовках. № 5.

Кабалдин Ю. Г., Кузьмишина А. А., Зотов В. О., Власов Е. Е. — Моделирование контактных процессов и деформации срезаемого слоя при резании. № 8.

Касьянов С. В., Кондрашов А. Г., Сафаров Д. Т. — Экспресс-оценка качества износостойких покрытий для режущих инструментов в заводских условиях. № 8.

Пегашкин В. Ф., Пегашкина Е. В., Пищевская Е. С. — Математическая модель стойкости режущего инструмента в условиях нечетких множеств. № 2.

Пикалов Я. Ю., Пикалов Ю. А., Усов Д. А. — Обрабатываемость конструкционных материалов и сравнительный анализ фрезерного инструмента. № 12.

Попов А. В., Дугин А. В. — Повышение точности определения сил резания на задней поверхности инструмента. № 7.

Сергиев А. П., Владимиров А. А., Швачкин Е. Г. — Оптимизация технологических параметров при вибрационном резании. № 3.

Унянин А. Н. — Аналитическое исследование сил шлифования с наложением ультразвуковых колебаний. № 12.

Фунг В. Б., Прокопов В. С., Гаврюшин С. С. — Исследование устойчивости плоской формы изгиба полотен многопильного станка с круговым поступательным движением. № 7.

Ямников А. С., Чуприков А. О., Харьков А. И. — Применение упрочняющей фаски на задней поверхности керамических резцов для резьбы для повышения их стойкости. № 10.

Ямников А. С., Кузнецов Е. Ю., Чуприков А. О. — Обеспечение точности нарезания резьбы двумя резцами на станках с ЧПУ. № 9.

Обработка материалов без снятия стружки

Белевский Л. С., Корчунов А. Г., Ефимова Ю. Ю., Белевская И. В., Коптелова О. С. — Восстановление и упрочнение изделий бандажированием и деформированием поверхностей с нанесением покрытий. № 6.

Бессмертная Ю. В., Яковлев Б. С. — Исследование силовых режимов изотермической вытяжки низких коробчатых деталей из овальных анизотропных заготовок. № 5.

Дмитриев А. М., Гречников Ф. В., Коробова Н. В. — Повышение стойкости ступенчатых пуансонов при холодном выдавливании стаканов. № 2.

Иванов А. М. — Упрочнение низколегированной стали комбинированием экструзии, винтового и равноканального прессований. № 2.

Тамаркин М. А., Тищенко Э. Э., Казаков Д. В., Исаев А. Г. — Обеспечение надежности технологических процессов отделочно-упрочняющей центробежно-ротационной обработки стальными шариками. № 1.

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. № 2.

ВОПРОСЫ ОБРАЗОВАНИЯ И КАДРОВАЯ ПОЛИТИКА В МАШИНОСТРОЕНИИ

Быков В. П., Быков В. В. — Исследовательское проектирование в учебном процессе. № 1.

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Биктяков К. С. — Управление предприятием в условиях кризиса. № 6.

Соломенцев Ю. М., Фролов Е. Б., Феофанов А. Н. — Эффективное управление производством — основа потенциала технологической системы. № 5.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Албагачиев А. Ю., Мамедова И. Ю., Соколова М. Л., Мильчакова Н. Е. — Промышленный дизайн и применение принципов универсальности при проектировании технических изделий. № 11.

Василенко В. Н., Фролова Л. Н., Михайлова Н. А., Русина К. Ю., Таркаева Д. А. — Создание энергоэффективного оборудования для переработки масличного сырья. № 1.

Васильев А. С., Шегельман И. Р., Щукин П. О. — Интеллектуальная матрица развития щековой дробилки. № 8.

Гизатуллин Ф. А., Салихов Р. М. — Влияние накопленной энергии в емкостных системах зажигания газотурбинных двигателей и частоты искровых разрядов на ресурс полупроводниковых свечей зажигания. № 2.

Долгов Д. И. — Оценка конкурентоустойчивости ОАО "Уралвагонзавод". № 5.

Мазур В. В. — Разработка и испытания автомобильных безвоздушных шин. № 3.

Пухальский В. А. — Совершенствование терминологии в технологии машиностроения и металлообработке. № 11.