ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

1

2013

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 Машиностроение»
107076, Москва, Стромынский пер., 4

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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), **Дроздов Ю.Н.,** д-р техн. наук, акад. РИА и РАК (председатель секции конструирования и расчета машин), **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, **Салтыков М.А.,** д-р техн. наук, **Трегубов Г.П.,** д-р техн. наук, **Скугаревская Н.В.** (ответственный секретарь)

Адрес редакции:

107076, Москва,
Стромынский пер., 4.
Телефон: 8-(499)-748-02-91.
E-mail: vestmash@mashin.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за № 77-12421 в Комитете Российской Федерации по печати
Учредитель: А.И. Савкин

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

Цена свободная

Отпечатано в ООО "Белый ветер",
115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Блинов Д. С., Шатилов А. А. — Исследование напряженно-деформированного состояния разрезных цанг . . . 3

Поляков Б. Н. — Напряженно-деформированное состояние тяжелонагруженных шатунов механизма резания заготовочных ножниц . . . 8

Даршт Я. А., Черняков А. А. — Исследование зоны нечувствительности скоростной характеристики гидропередачи с аксиально-плунжерным насосом . . . 12

Красильников А. Я., Красильников А. А. — Расчет силы взаимодействия (отталкивания) высококоэрцитивных постоянных магнитов в торцевых магнитных муфтах и плоских магнитных системах . . . 15

Мурзагалиев А. Ж., Некрасов В. Г. — Разработка винтовых роторов для двигателя высокого расширения . . . 18

Бузановский В. А. — Направления развития газовых наносенсоров: ёмкостные, акустические, рефрактометрические и ионизационные с углеродными нанотрубками . . . 21

Герасин А. А., Исмагилов Ф. Р., Хайруллин И. Х., Вавилов В. Е., Охотников М. В. — Математическая модель системы электромагнитного управления гибридными магнитными подшипниками . . . 30

Цикл статей «Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки»

Коченов В. А. — Естественный износ и проектирование приработанных трибосопряжений поршневых ДВС . . . 34

Орлов А. В. — Динамические нагрузки в шарикоподшипниках, возникающие в результате их изнашивания . . . 39

Бахтиаров Ш. А., Волков В. В., Абубекерова Ю. Н., Тудоска А. Г. — Повышение эффективности контактно-эрозионного профилирования алмазных шлифовальных кругов и алмазного профильного круглого шлифования. . . 41

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Фомин А. А. — Снижение уровня вибрации инструмента при фасонном фрезеровании горбыля . . . 44

Амиров Ф. Г. — Особенности механической обработки на позициях . . . 49

Цикл статей "Проблемы теории механической обработки"

Воронцов А. Л. — Теоретическое обеспечение технологической механики. 1. Принципы и разделы механики сплошной среды . . . 51

Серия статей «Проблемы теории и практики резания материалов»

Чернянский П. М. — Последействие механической системы станков . . . 57

Швец С. В. — Оптимизация режимов точения при использовании виртуального оборудования . . . 60

Металлургическое оборудование и прокатное производство

Протасьев В. Б., Батова Н. Н. — Модернизация винтовых валков для холодной поперечно-винтовой прокатки . . . 65

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Кутин А. А., Туркин М. В. — Повышение эффективности изготовления компрессорных лопаток газотурбинных двигателей на основе производственных ячеек замкнутого технологического цикла . . . 67

Денисова Т. Н. — Оценка эффективности труда на промышленных предприятиях Уральского федерального округа . . . 72

Эркенов А. Ч., Бердашкевич А. П. — Некоторые принципы формирования современной доктрины инженерного образования . . . 76

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Герасимова О. В., Герасимов В. Я. — Повышение прочности резьбовых изделий на основе опережающего пластического деформирования металла 79

Великанов Н. Л., Корягин С. И. — Напряженно-деформированное состояние двухслойных труб и колонн . . . 80

Выставка "Нефтегаз—2012" . . . 84

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Blinov D. S., Shatilov A. A. — Investigation of stress and strain state of split grips

Polyakov B. N. — The stress and strain state of heavy duty piston-rods of cutting shears slicing mechanism

Darsh Ya. A., Chernyakov A. A. — Investigation of blanking zone of speed-characteristic of hydraulic drive equipped with axial-plunger pump

Krasil'nikov A. Ya., Krasil'nikov A. A. — Computation of exchange force (repulsive force) of high-coercivity constant right prism form magnets settled in frontal magnetic clutches and in horizontal magnetic structures

Murzagaliev A. Zh., Necrasov V. G. — Helical rotor development for high-extension engine

Buzanovsky V. A. — Trends of autogenous nanosensors: capacitive, sonorous, refractometric and ionization based on carbon nanotubes

Gerasin A. A., Ismagilov F. R., Khairullin I. Kh.,Vavilov V. E., Ohotnikov M. V. — Mathematical model of electromagnetic control system of hybrid magnetic bearings

A series of articles «Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication»

Kochenov V. A. — Natural wastage and design of run-in tribointerfaces of piston-like internal-combustion engines

Orlov A. V. — Dynamic loads brought about by wear out of working area of multiball bearings

Bahtiarov Sh. A., Volkov V. V., Abubekerova Yu. N., Tudoski A. G. — Efficiency upgrading of contact-erosive profiling diamond grinding wheels and diamond cross-sectional spheric glazing

MANUFACTURING ENGINEERING

Fomin A. A. — Tool vibration level recession when cutting shaped blanks having variegated properties

Amirov F. G. — Distinctive features of machining operation at positions

A series of articles "Problems of theory of machining work"

Vorontsov A. L. — Theoretic securing technologic mechanic. 1. Continuum mechanics fundamentals and subdisciplines

A series of articles «Problems of theory and practice of materials cutting»

Chernyavsky P. M. — Residual effect of machine tool station mechanical system

Shvets S. V. — Operation lathe work optimization using virtual facility

Metallurgical equipment and rolling

Protasiev V. B., Batova N. N. — Screw rolls updating with aim to frigid oblique roll

ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION

Kutin A. A., Turkin M. V. — Efficiency upgrading of gas turbine engine compressor blades production based on work cells of closed-circuit technological cycle

Denisova T. N. — Work performance evaluation at of enterprises of Ural federal district

Erkenov A. Ch., Berdashkevich A. P. — Some of the principles of the formation of the modern doctrine of engineering education

TECHNICAL INFORMATION

Gerasimova O. V., Gerasimov V. I. — Strength improvement of tapped makes based on outstrip plastic behaviour of metal

Velicanov N. L., Koryakin S. I. — Stress and strain state of double-layer pipes and columns

Exhibition "Neftegaz—2012"

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

Сдано в набор 05.11.2012. Подписано в печать 16.12.2012.
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 Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2013

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.9.06-229:621.941-229.3

Д. С. БЛИНОВ, д-р техн. наук, А. А. ШАТИЛОВ, канд. техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
e-mail: dmitriyblinov@mail.ru

Исследование напряженно-деформированного состояния разрезных цанг

Изложены методики и результаты экспериментального и теоретического исследований напряженно-деформированного состояния разрезных цанг широкодиапазонных центрирующих зажимных механизмов.

Ключевые слова: цанга, деформация, напряжение.

Procedures and results of experimental and academic investigations of stress and strain state of split grips of wide-range aligning clamping mechanisms were presented.

Keywords: grip, strain, stress.

Широкодиапазонные центрирующие зажимные механизмы с разрезной цангой применяют в станочных и контрольных приспособлениях, вспомогательных инструментах, схватах роботов и др. Эксплуатация показала, что диаметральный разжим разрезной цанги достигает 7÷10 % от исходного диаметра. При этом разрезные цанги из пружинных сталей, предел текучести которых 1200÷1700 МПа, не испытывают пластических деформаций и не разрушаются.

Цель данной работы — создание методов расчета и конструирования точных широкодиапазонных центрирующих зажимных механизмов с разрезными цангами на основе экспериментальных и теоретических исследований деформированного состояния разрезной цанги.

Экспериментальное исследование

Объект исследования — разрезная цанга стандартной станочной оправки (рис. 1) [1]. Она представляет собой пружинящую тонкостенную оболочку, одна поверхность которой — цилиндрическая (как правило, наружная), а другая — коническая (внутренняя).

Цанга разрезана в шахматном порядке продольными полусквозными пазами, которые заканчиваются отверстиями. Ширина пазов — $t_п$, диаметр отверстий — $d_п$. В средней части цанги между отверстиями полусквозных пазов находятся лепестки длиной $l_л$, а по краям цанги расположены сочленения, каждое из которых относится к двум лепесткам. Длина цанги $L_ц = l_л + 2b_с$, где $b_с$ — длина сочленения.

В исходном состоянии цанга прилегает к коническому участку корпуса по всей длине конического отверстия. Исходное осевое положение цанги определяется расстоянием C между торцами цанги и корпуса (рис. 2). При перемещении на величину ΔC цанга приобретает осесимметричную седлообразную форму с вогнутой наружной поверхностью, диаметр отверстия цанги по длине имеет переменные значения, причем наименьшее находится примерно по середине. В этом сечении цанга контактирует с корпусом. Длина окружности цанги увеличивается по сравнению с исходным значением на величину $2\pi\Delta Ck$, где k — конусность корпуса и отверстия цанги (см. рис. 1). Прорези цанги рас-

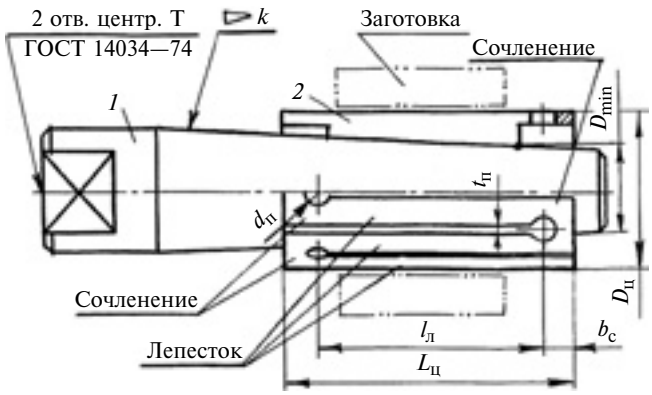


Рис. 1. Центровая оправка с разрезной цангой (*1* — корпус; *2* — цанга)

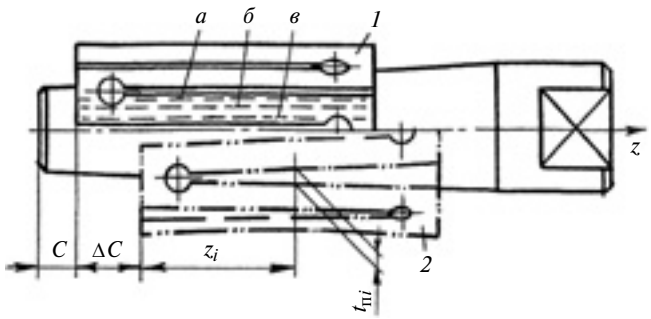


Рис. 2. Схема деформации цанги (*1* — исходное состояние; *2* — деформированное)

ширяются по всей длине. Наибольшие расширения прорезей — по торцам цанги на выходе из тела цанги. Здесь наблюдаются наибольшие приращения диаметральных размеров цанги.

Утрировано на рис. 3 показан характер деформации цанги. В исходном состоянии наружный диаметр экспериментальной цанги $D_ц = 70$ мм, а расстояние между торцами цанги и корпуса $C = 5$ мм.

В продольном направлении измерения наружной поверхности цанги выполняли с помощью микроскопа УИМ-21 по трассам *а* и *в* (см. рис. 2), которые находятся рядом с прорезями, и по трассе *б*, которая проходит по середине ширины лепестка. На рис. 4, *а*, *б* приведены зависимости диаметрального размера $D_ц$ наружной поверхности разжатой цанги по трассам *а*, *б* и *в* (см. рис. 2) в осевом направлении (z) при $\Delta C = 16{,}5$ мм, без заготовки и с установленной заготовкой.

Наружный профиль цанги в поперечном направлении измеряли на трехкоординатном приборе CORDIMET-700, увеличивая ΔC. На рис. 3 знаком "×" обозначены точки, определяющие наружный диаметр разжатой цанги в соответствующем сечении. У торцов цанги они находятся там, где наибольшее расширение прорезей, в средней зоне цанги они сдвинуты к середине ширины лепестка. В сечении *Б—Б*, расположенном на сочленении цанги у торца, таких точек две, что свидетельствует о деформации сочленения в данном поперечном сечении под действием крутящего момента $M_{A\,кр} = N_A e$ (рис. 5, *б*).

Ширину $t_{пi}$ прорезей разжатой цанги измеряли концевыми мерами. Установлен практически прямолинейный характер зависимости $t_{пi}$ от z_i. Таким образом, в окружном направлении лепестки цанги поворачиваются, практически не изгибаясь.

В исследовании были достигнуты наибольшие приращения наружного диаметра цанги в средней

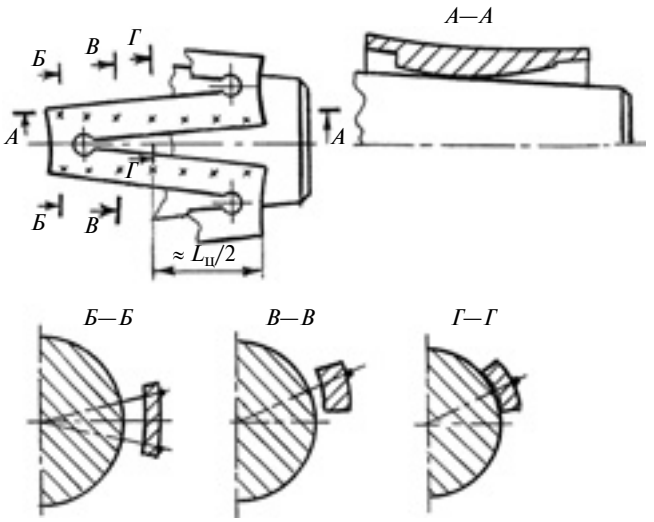


Рис. 3. Деформированная цанга

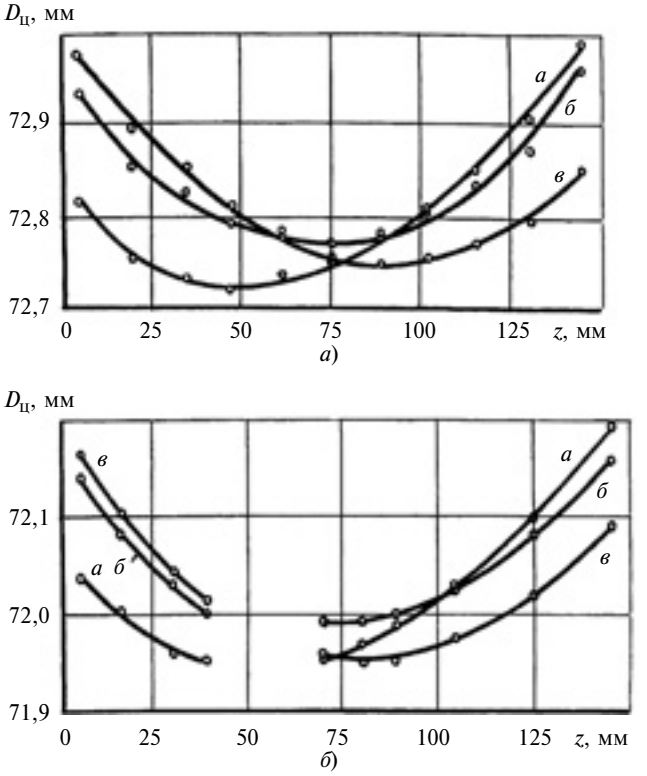


Рис. 4. Зависимости изменения $D_ц$ в плоскости z по трассам *а*, *б* и *в* (см. рис. 3):
а — без заготовки; *б* — с заготовкой

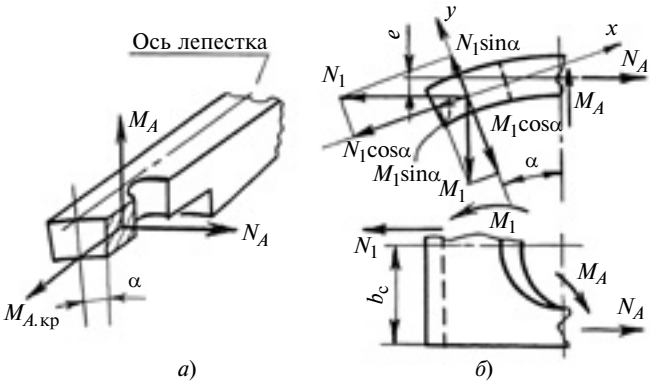


Рис. 5. Цанга в плоскости симметрии сочленения (*а*) и в сопряжении сочленения с лепестком (*б*)

части ($\Delta D_ц = 6{,}12$ мм), а по торцам они составили 6,6 мм (9,4 % от исходного диаметра $D_ц$ цанги), но пластические деформации не возникали. При снятии с корпуса цанга упруго восстановилась до исходных размеров.

Характер деформаций цанги не зависит от наличия закрепленной заготовки, однако последняя ограничивает разжим цанги (см. рис. 4, *б*).

Экспериментальное исследование позволило составить расчетные схемы цанги для теоретического исследования ее напряженно-деформированного состояния (см. рис. 5).

Теоретическое исследование

Напряженно-деформированное состояние разрезной цанги исследовали методами сопротивления материалов и теории упругости [2, 3]. Традиционные допущения дополнены следующими: конический участок корпуса — абсолютно жесткий; контактная сила T со стороны корпуса на лепесток цанги — сосредоточенная и направлена перпендикулярно оси корпуса (цанги) (рис. 6).

Определение силы взаимодействия лепестка с корпусом. В сечении сопряжения, показанном на рис. 5, *а*, ввиду симметрии конструкции и нагружения имеют место только симметричные внутренние силовые факторы [2]: нормальная сила N_A, изгибающий момент M_A, крутящий момент $M_{A\ \text{кр}} = N_A e \approx N_A 0{,}5 D_{\text{ц}}(1 - \cos\alpha)$ (см. рис. 5, *б*). Так как угол α мал, моментом $M_{A\ \text{кр}}$ можно пренебречь, что можно отнести в запас податливости конструкции. (Изгибающий и крутящий моменты показаны векторами, что упрощает расчетные схемы [4]).

Для определения сил и моментов, нагружающих лепесток, перейдем от сечения симметрии сочленения (см. рис. 5, *а*) к сечению сопряжения лепестка с сочленением (см. рис. 5, *б*), в котором действуют внутренние поперечная сила $N_1 = N_A$ и изгибающий момент M_1, проецируемые на главные центральные оси x и y поперечного сечения лепестка.

На рис. 5 показана половина углового шага, с которым выполнены прорези: $\alpha = \pi/n$, где n — число прорезей (лепестков). В сечении сопряжения лепестка с сочленением, расположенным у другого торца цанги, действуют аналогичные внутренние поперечная сила N_2 и изгибающий момент M_2.

На рис. 6 показано нагружение лепестка и сопрягаемых с ним сочленений. Из условия равновесия получим:

$$N_1 = N_2 = N_A = T/(2\sin\alpha); \quad (1)$$

$$M_1 = T(0{,}5 l_{\text{л}} - \lambda)/(2\sin\alpha); \quad (2)$$

$$M_2 = T(0{,}5 l_{\text{л}} + \lambda)/(2\sin\alpha), \quad (3)$$

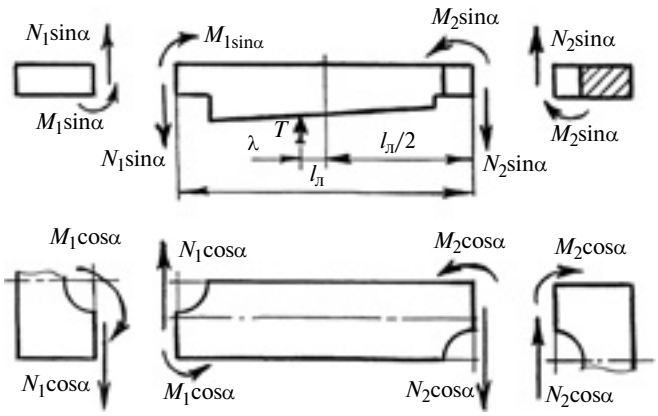


Рис. 6. Расчетная схема лепестка

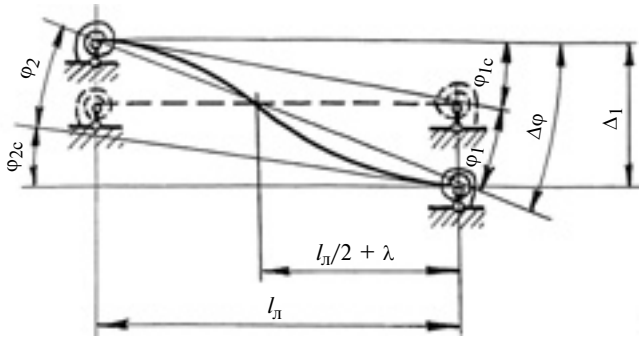


Рис. 7. Схема деформации лепестка

где λ — смещение силы T от середины длины лепестка вследствие конусности отверстия цанги (переменной толщины лепестка).

Из условия совместности деформаций лепестка и сочленений следует (рис. 7):

$$\Delta_1 = \Delta\varphi l_{\text{л}}; \quad (4)$$

$$\Delta\varphi = \varphi_1 + \varphi_{1c} = \varphi_2 + \varphi_{2c}. \quad (5)$$

Здесь

$$\varphi_1 = \delta_{11} M_1 \cos\alpha + \delta_{12} M_2 \cos\alpha; \quad (6)$$

$$\varphi_2 = \delta_{21} M_1 \cos\alpha + \delta_{22} M_2 \cos\alpha; \quad (7)$$

$$\varphi_{1c} = \delta_{1c} M_1 \cos\alpha; \quad (8)$$

$$\varphi_{2c} = \delta_{2c} M_2 \cos\alpha, \quad (9)$$

где Δ_1 — перемещения торцов лепестка вследствие окружной деформации лепестка и сочленений; $\Delta\varphi$, φ_1, φ_{1c}, φ_2, φ_{2c} — угловые перемещения; Δ_{ij} и Δ_{ic} — угловые податливости соответственно лепестка и сочленения (для сочленений одинаковых размеров $\delta_{1c} = \delta_{2c} = \delta_c$).

Подставив выражения (1)—(3) в уравнения (4)—(9), получим:

$$\lambda = 0{,}5 l_{\text{л}}(\delta_{11} + \delta_{1c} + \delta_{22} - \delta_{2c})/(\delta_{11} + \delta_{1c} + \delta_{22} + \delta_{2c} - 2\delta_{12});$$

$$T = 2\sin^2\alpha \Delta D_{\text{ц}}/\{l_{\text{л}}\cos\alpha[(0{,}5 l_{\text{л}} - \lambda)(\delta_{11} + \delta_{1c}) + (0{,}5 l_{\text{л}} + \lambda)\delta_{12}]\}.$$

Определение податливости лепестка с помощью интеграла Мора [2]:

$$\delta_{ij} = \int_0^l \frac{M_i M_j}{E I_{\text{л}y}} \mathrm{d}z,$$

где M_i и M_j — моменты по длине лепестка в результате приложения единичных моментов в направлениях i и j (рис. 8); E — модуль упругости материала цанги; $I_{\text{л}y}$ — момент инерции поперечного сечения лепестка относительно оси y (рис. 9).

В рассматриваемом случае [5] имеем:

$$I_{\text{л}y} = (\gamma - \sin\gamma\cos\gamma)[D_{\text{ц}}^4 - (D_{\min} + kz)^4]/64,$$

где γ — центральный угол дуги по наружной поверхности лепестка в поперечном сечении; $D_{\text{ц}}$ —

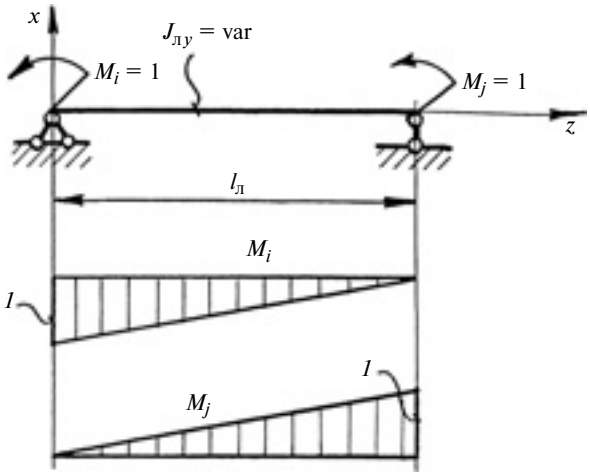


Рис. 8. Расчетная схема для определения податливости лепестка, эпюры M_i и M_j

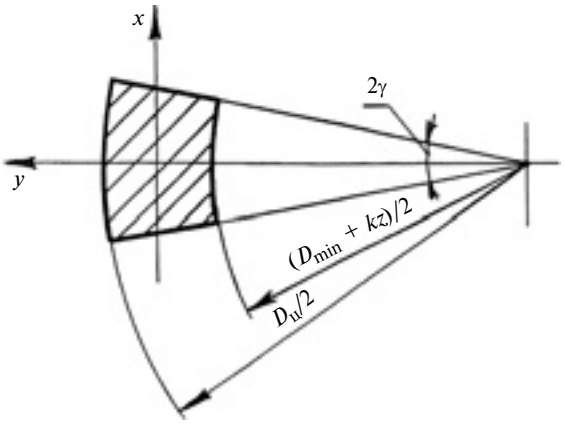


Рис. 9. Произвольное поперечное сечение лепестка

наружный диаметр цанги в исходном состоянии; D_{min} — минимальный диаметр конического отверстия цанги в исходном состоянии (см. рис. 1); k — конусность отверстия цанги; z — текущая осевая координата.

Определение податливости сочленения методом плоской задачи теории упругости [6, 7]. Для определения податливости сочленения и его напряженного состояния сделаем дополнительные допущения: сочленение считаем плоским и имеющим в плане форму половины круглого кольца с радиусами R_1 и R_2 (рис. 10, *б*). Для увеличения запаса податливости положим, что сочленение нагружено изгибающим моментом M_1 и поперечной силой N_1. Тогда

$$\delta_c = \frac{4\pi(R_2^2 - R_1^2)}{Eh_c\left[(R_2^2 - R_1^2)^2 - 4R_1^2R_2^2\ln(R_2/R_1)\right]} +$$

$$+ \frac{2\left[R_2^2(5+\mu) + (R_2^2 + R_1^2)(1-\mu) + R_1^2(1+\mu)\right]}{El_л R_2 h_c\left[R_1^2 - R_2^2 + (R_1^2 + R_2^2)\ln(R_2/R_1)\right]},$$

где $R_1 = d_п/2$ — радиус отверстия прорези (см. рис. 1); $R_2 = k_п(b_c + a_c)/2$ — наружный расчетный радиус сочленения для принятой расчетной схемы; a_c, b_c и h_c — параметры реального сочленения; μ — коэффициент Пуассона материала цанги; $k_п$ — поправочный коэффициент, учитывающий большую жесткость реального сочленения относительно расчетного.

Коэффициент $k_п$ определен экспериментально на натурных образцах сочленений с использованием трехфакторного регрессионного анализа [8]. Использованы безразмерные длина $\varsigma = b_c/R_1$ и ширина $\eta = a_c/R_1$ сочленения, что обеспечивает общность при сравнительно небольших объемах экспериментального исследования.

В окончательном виде имеем:

$$k_п(\varsigma, \eta) = 0{,}938\varsigma^{-1{,}22}\eta^{1{,}38}. \qquad (10)$$

Формула (10) справедлива для безразмерных величин: длины ς и ширины η, в интервале от 2 до 6.

Определение перемещений точек оси лепестка

Для плоскости xz. Перемещение $x(z)$ лепестка можно представить как сумму двух перемещений (рис. 11): $x_1(z)$ — перемещение лепестка как жесткого целого вследствие поворота его торцов, происходящего в результате угловых деформаций сочленений; $x_2(z)$ — перемещение лепестка в результате изгиба его оси от действия силовых факторов:

$$x(z) = x_1(z) + x_2(z);$$

$$x_1(z) = \Delta D_ц \sin\alpha(z/l_л);$$

$$x_2(z) = \int_l dz \int_l \frac{M_x(z)}{EI_{лy}}\, dz,$$

где $M_x(z)$ — текущий изгибающий момент относительно оси x.

Для плоскости yz. Перемещение лепестка $y(z)$ также можно представить как сумму двух перемещений (см. рис. 11): $y_1(z)$ — перемещение лепестка как жесткого целого под действием силы со сторо-

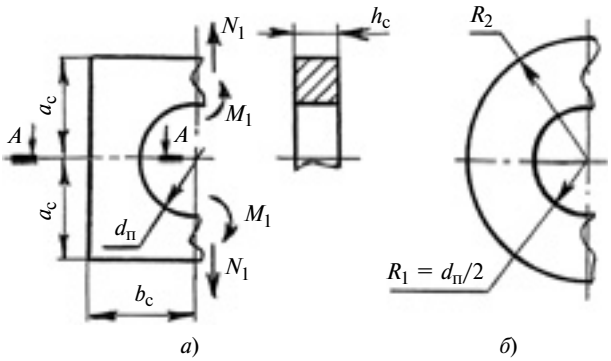


Рис. 10. Схемы сочленения для определения податливости: *а* — реальная; *б* — расчетная

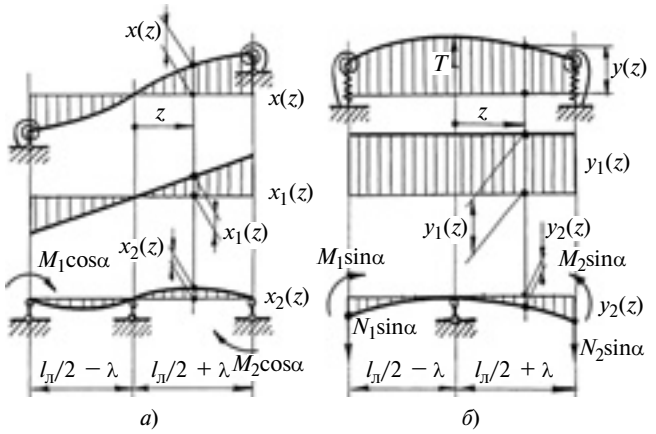


Рис. 11. Перемещения точек оси лепестка в плоскостях *xz* (*а*) и *yz* (*б*)

ны конического вала; $y_2(z)$ — перемещение лепестка в результате деформации от действия сил:

$$y(z) = y_1(z) + y_2(z);$$

$$y_1(z) = \Delta D_{\text{ц}}/2;$$

$$y_2(z) = \int_l \mathrm{d}z \int_l \frac{M_y(z)}{EI_{\text{л}\,x}}\,\mathrm{d}z,$$

где $M_y(z)$ — текущий изгибающий момент относительно оси y; $I_{\text{л}\,x}$ — момент инерции поперечного сечения лепестка относительно оси x (см. рис. 9), который находим по формуле [5]

$$I_{\text{л}\,x} = \frac{(\gamma + \sin\gamma\cos\gamma)}{64}\,[D_{\text{ц}}^4 - (D_{\min} + kz)^4] - \\ - \frac{\sin^2\gamma}{36\gamma}\,\frac{[D_{\text{ц}}^3 - (D_{\min} + kz)^3]}{[D_{\text{ц}}^2 - (D_{\min} + kz)^2]}.$$

Суммарные перемещения:

$$w = \sqrt{[x(z)]^2 + [y(z)]^2}.$$

Радиус произвольной точки оси лепестка (см. рис. 5, *а*) в результате деформации

$$r = \sqrt{[x(z)]^2 + [0{,}5D_{\text{ц}} + y(z)]^2}.$$

Ввиду того, что моменты инерции поперечного сечения лепестка являются переменными величинами, перемещения $x_2(z)$ и $y_2(z)$ определяли численно.

Для сравнения результатов экспериментальных и теоретических исследований разработана программа определения диаметров деформированной цанги в пределах сочленений по оси z для разных трасс и разжимов цанги. Расчетные данные имеют хорошую сходимость с экспериментальными (см. рис. 4): расхождения не превышают 7÷9 %, что подтверждает правильность теоретических исследований.

Определение напряженного состояния разрезной цанги. Учитывая допущения, принятые ранее, сочленение можно рассматривать как брус большой кривизны (рис. 12) [9]. Анализ показал, что наибольшие напряжения возникают в сечении *А—А* (см. рис. 10) сочленения, в котором действует изгибающий момент $M = M_1 + N_1(0{,}5b_{\text{с}} + 0{,}25d_{\text{с}})$. Изгибные напряжения для бруса большой кривизны в верхнем (индекс "в") и нижнем (индекс "н") слоях сечения имеют вид:

$$\sigma_{\text{в,н}} = \frac{M}{Fe_0}\,\frac{y_{\text{в,н}}}{r_0 + y_{\text{в,н}}}, \qquad (11)$$

где $F = A_{\text{с}}h_{\text{с}}$ — площадь сечения ($A_{\text{с}} = b_{\text{с}} - R_1$ — высота сечения); e_0 — расстояние от нейтральной оси до центра тяжести сечения;

$$e_0 \approx \frac{1}{3}\rho_0\left(\frac{A_{\text{с}}}{2\rho_0}\right)^2\left[1 + \frac{4}{15}\left(\frac{A_{\text{с}}}{2\rho_0}\right)^2\right];$$

$r_0 = \rho_0 - e_0$ — радиус кривизны нейтрального слоя (ρ_0 — радиус кривизны слоя, в котором расположен центр тяжести сечения); $y_{\text{в}} = R_1 + A_{\text{с}} - r_0$ — расстояние от нейтральной оси до верхнего слоя сечения; $y_{\text{н}} = r_0 - R_1$ — расстояние от нейтральной оси до нижнего слоя сечения.

Для прямоугольного сечения e_0 вычисляют по приближенной формуле [9].

Так как для бруса большой кривизны наибольшие напряжения могут быть как в верхнем, так и в нижнем слоях сечений, то расчетные напряжения находим по формуле

$$\sigma_{\text{б.к}} = \max\{\sigma_{\text{в}};\ \sigma_{\text{н}}\}. \qquad (12)$$

В сечении *А—А* (см. рис. 10) кроме изгибных напряжений, вычисляемых по формулам (11) и (12), действуют еще напряжения от нормальной силы N_1. Тогда суммарные напряжения в опасном сечении сочленения

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\text{б.к}} + N_1/[h_{\text{с}}(b_{\text{с}} - R_1)]. \qquad (13)$$

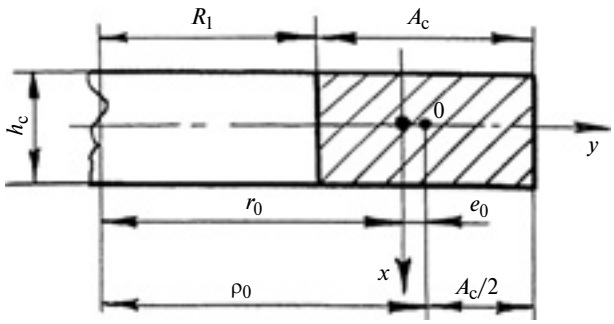


Рис. 12. Геометрические показатели бруса прямоугольного сечения большой кривизны

Светлой памяти талантливого конструктора Уралмашзавода
Людмилы Ивановны Юдиной
посвящается

УДК 62-232.001.57

Б. Н. ПОЛЯКОВ, д-р техн. наук (Балтимор, США), e-mail: bpolizkov@hotmail.com

Напряженно-деформированное состояние тяжелонагруженных шатунов механизма резания заготовочных ножниц

Приведены результаты исследований методом конечных элементов плоского напряженно-деформированного состояния шатунов механизма резания ножниц заготовочных прокатных станов и соотношения между максимальными напряжениями в шатунах и их конструктивными параметрами, позволяющие повысить их несущую способность и уменьшить металлоемкость.

Ключевые слова: шатун, тяга, метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние, ножницы.

The results of the FEM investigation of two-dimensional stress and strain state of piston rods of billet mill cutting shears slicing mechanism were presented. Also analysis the relationships among piston rods maximum stresses and their design factors which make possible to increase their bearing strength and to decrease their steel intensity were listed.

Keywords: piston rod, rod, FEM, stress and strain state, cutting shears.

Тяги являются весьма распространенным кинематическим или силовым элементом рычажных механизмов и приводов многих машин и различного оборудования. Так, в прокатном оборудовании механизмы осевой регулировки и уравновешивания валков, привод подъемно-качающихся столов, кантователи, ножницы, пилы содержат в кинематических цепях тяжелонагруженные рычаги и шатуны различных конструкций, которые, по сути, являются тягами. Обоснованию форм и конструктивных параметров тяг посвящено множество теоретических и экспериментальных исследований (см., например, работу [1]).

В статье представлены основные результаты теоретических исследований напряженно-деформированных состояний (НДС) тяг, выполненных решением краевых задач линейной теории упругости в плоской постановке методом конечных элементов, применительно к различным конструкциям тяжелонагруженных шатунов механизма резания сортовых ножниц [1].

Исследованы тяги с прямоугольным (тип 1, рис. 1, *а*) и круговым (тип 2, рис. 1, *б*) отверстиями в проушинах. НДС определяли с учетом теоретической концентрации напряжений. Симметричность тяг относительно действующих усилий позволила проводить расчеты для верхней (над горизонтальной осью) четверти детали. Достоверность теоретических исследований оценена на основании совпадения с реальным характером поломок деталей действующего оборудования и сравнением результатов расчетов с экспериментальными данными: относительная погрешность максимального напряжения не превысила 5 % [1].

На рис. 2 представлены основные результаты исследований, выполненных для следующих си-

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

Допустимое приращение наружного диаметра цанги определяем по формуле

$$\Delta D_{\max} = \Delta D_{ц}\sigma_{т}/(n_{т}\sigma_{\Sigma}),$$

где $\Delta D_{ц}$ — произвольно выбранное приращение наружного диаметра цанги; σ_{Σ} — наибольшие напряжения, соответствующие приращению $\Delta D_{ц}$ [см. формулу (13)]; $\sigma_{т}$ — предел текучести (пропорциональности) материала цанги; $n_{т}$ — коэффициент запаса.

Таким образом, разработана методика расчета и конструирования широкодиапазонных центрирующих зажимных механизмов с разрезной цангой. В дальнейшем для механизмов контрольных приспособлений, схватов, вспомогательного инструмента необходимо исследовать точность установки предметов, а для механизмов станочных приспособлений — точность установки и обработки заготовок.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ГОСТ 31.1066.02—85.** Оправки с разрезными цангами для точных работ. М.: Изд-во стандартов, 1985. 26 с.
2. **Феодосьев В. И.** Сопротивление материалов. М.: Наука, 1964. 540 с.
3. **Демидов С. П.** Теория упругости. М.: Высшая школа, 1979. 432 с.
4. **Добронравов В. В., Никитин Н. Н., Дворников А. Л.** Курс теоретической механики. М.: Высшая школа, 1966. 624 с.
5. **Прочность,** устойчивость, колебания / Под ред. И. А. Биргера и Я. Г. Пановко. М.: Машиностроение, Т. 1. 1968. 832 с.
6. **Киселев В. А.** Плоская задача теории упругости. М.: Высшая школа, 1976. 151 с.
7. **Амензаде Ю. А.** Теория упругости. М.: Высшая школа, 1976. 272 с.
8. **Гмурман В. Е.** Теория вероятности и математическая статистика. М.: Высшая школа, 1972. 386 с.
9. **Тимошенко С. П.** Прочность и колебания элементов конструкции. М.: Наука, 1975. 704 с.

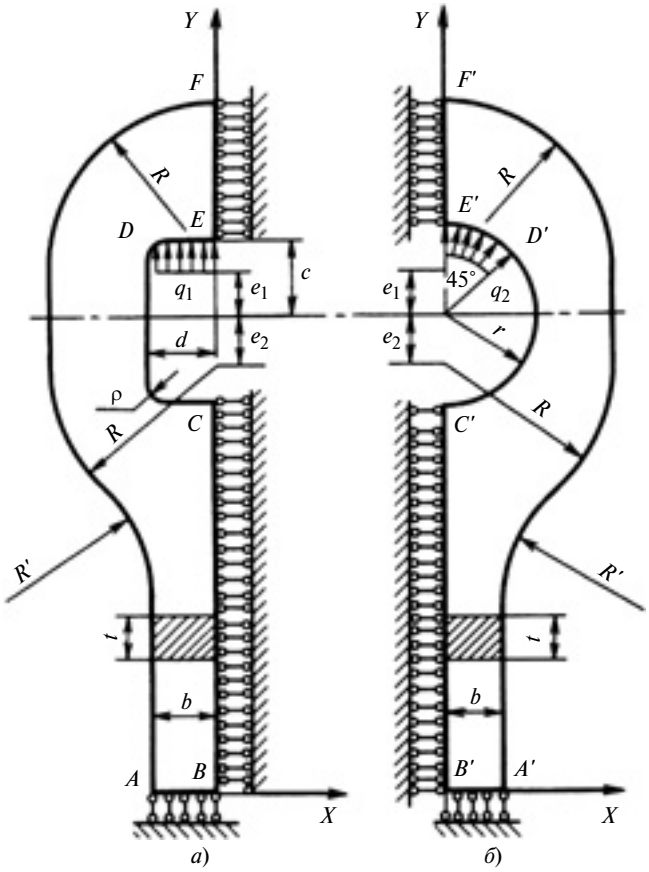


Рис. 1. Расчетные схемы с конструктивными параметрами тяг с прямоугольными (*а*) и круговыми (*б*) отверстиями

ловых и конструктивных параметров (см. рис. 1): P = 5,88 МН; $q_1 = P/DE$ = 26,15 кН/мм; $q_2 = P/D'E'$ = 27,24 кН/мм; R = 530 мм; R' = 500 мм; d = 275 мм; C = 247,5 мм; $e_1 = e_2$ = 150 мм; b = 200 мм; t = 260 мм и ρ = 40 мм.

Напряженное состояние тяг характеризуется крайней неравномерностью: максимально нагружены зоны отверстий и несравнимо меньше периферийные зоны проушин. Условно могут быть выделены четыре зоны, различающиеся характером напряженного состояния:

1. Зона действия нагрузки q_1 или q_2 в проушинах, характеризующаяся изгибом и сжатием (в пределах контактной поверхности). При этом напряжения σ_X и σ_Y сравнимы по абсолютной величине: для тяги с прямоугольным отверстием в точке *4* (см. рис. 2) $\sigma_X = -203$ МПа, $\sigma_Y = -131$ МПа; для тяги с круговым отверстием в точке *3′* $\sigma_X = -128$ МПа, $\sigma_Y = -116$ МПа.

2. Зона проушины, в которой имеет место изгиб с растяжением и растягивающие напряжения σ_Y являются максимальными. Эти напряжения наблюдаются на поверхности отверстий в проушинах: для тяги с прямоугольным отверстием — в точке *3* ($\sigma_{Y\,\max}$ = 396 МПа); для тяги с круговым отверстием — в точке *2′* ($\sigma_{Y\,\max}$ = 244 МПа), причем при изменении высоты прямоугольного отверстия возможно "перемещение" максимальных напряжений из точки *3* проушины в точку *2*.

В зоне максимальных напряжений прямоугольного отверстия абсолютные величины максимальных касательных напряжений составляют около 35 % от соответствующих нормальных растягивающих напряжений и в 2,6 раза превышают аналогичные показатели для тяги с круговым отверстием, т. е. вероятность разрушения тяги с прямоугольными отверстиями в проушинах больше, чем тяги с круговыми отверстиями.

3. Зона перехода проушины в стержень, в которой имеют место преимущественно растягивающие усилия и незначительный изгиб (растягивающие напряжения σ_Y составляют не более 40 % от максимальных напряжений в тяге).

4. Зона стержня тяги, испытывающая одноосное растяжение: в точке 1 имеем σ_Y = 116 МПа, в точке *1′* — σ_Y = 107 МПа.

Очевидно, что наиболее вероятным местом разрушения тяги с прямоугольным отверстием под палец является зона галтели радиуса ρ в точке *3*. Поэтому для оценки влияния радиуса ρ на напряженное состояние исследовали тягу при $40 \leqslant \rho \leqslant 100$ мм.

Достоверность результатов обоснована достижением минимальных размеров конечных элементов по оси X — 1 мм и по оси Y — 3 мм, обеспечи-

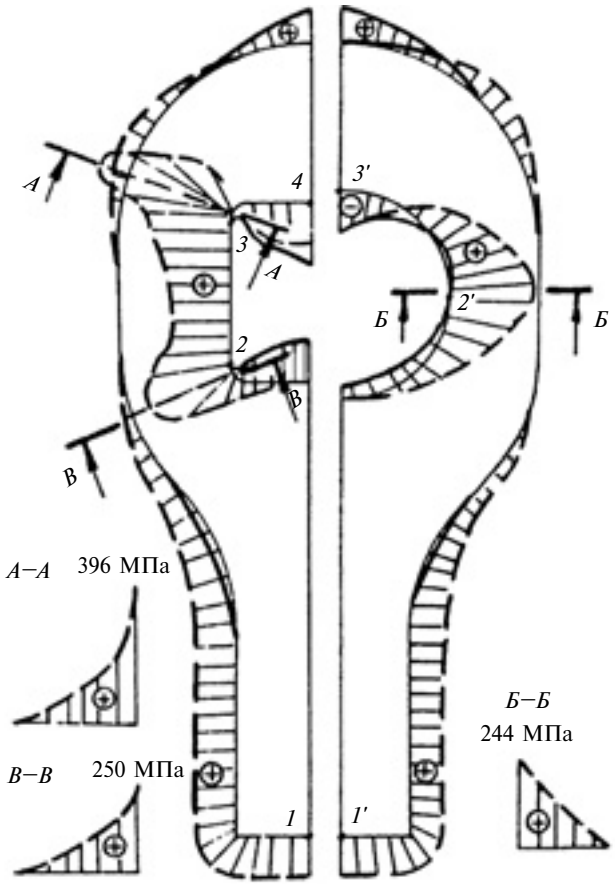


Рис. 2. Эпюры напряжений σ_X (сплошные линии) и σ_Y (штриховые) в тягах

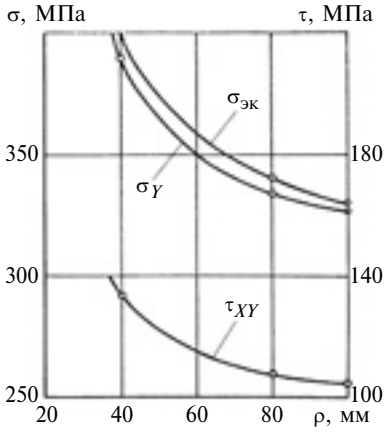


Рис. 3. Зависимости нормальных σ_Y, касательных τ_{XY} и эквивалентных $\sigma_{эк}$ напряжений от радиуса ρ галтели

вающих насыщенность конечно-элементной сетки в зоне галтели с погрешностью напряжений не более 6 %; при этом погрешность выполнения статических граничных условий составила 3,5 %. Согласно результатам исследований (рис. 3) галтель является весьма значительным концентратором напряжений и увеличение радиуса ρ с 40 до 100 мм уменьшает напряжения на 21÷23 %.

Для дальнейшего снижения концентрации напряжений предложена конструкция тяги с контактной поверхностью и галтелью прямоугольного отверстия, выполненными по двум сопрягаемым радиусам, равным 300 и 80 мм, что приближает круговую галтель к эллиптической. Максимальные напряжения при этом снижаются в 1,4 раза. На рис. 4 показаны изолинии эквивалентных напряжений в тяге предложенной конструкции, реализованной при проектировании механизма резания ножниц ряда блюмингов.

Для определения оптимальной металлоемкости и увеличения несущей способности тяг проведены компьютерные параметрические исследования на основе применения метода планирования численных экспериментов.

Для тяг с конструктивными параметрами, обозначенными на рис. 1, были получены следующие соотношения для определения максимальных напряжений:

тяга с прямоугольным отверстием в проушине (см. рис. 1, *а*):

в точке *3* (см. рис. 2):

$$\ln\sigma_Y = 4{,}768 + (-2{,}479R + 0{,}838c + 1{,}801d - 2{,}155e_1 - 0{,}061e_2)10^{-3};$$

в точке *2*

$$\ln\sigma_Y = 4{,}074 + (-2{,}218R - 0{,}898c + 3{,}799d + 0{,}381e_1 - 1{,}156e_2)10^{-3};$$

тяга с круговым отверстием в проушине (в точке *2′*):

$$\ln\sigma_Y = 4{,}333 + (4{,}776r - 3{,}839R - 1{,}012e_1 - 0{,}670e_2)10^{-3}.$$

Приведенные соотношения действительны для следующих диапазонов изменения переменных: $R = 430 \div 630$ мм; $r = 220 \div 330$ мм; $c = 175 \div 320$ мм; $d = 160 \div 290$ мм; $e_1 = 100 \div 300$ мм; $e_2 = 0 \div 200$ мм.

Решение задач по оптимизации металлоемкости тяг позволило не только найти конкретные оптимальные конструктивные параметры для тяг обоих типов, но и выявить некоторые, в том числе и технологические, тенденции рационального проектирования металлоэкономных конструкций, т. е. направления эффективного распределения металла при максимальном "коэффициенте" его полезного действия. Параметрический анализ позволил, в частности, проследить влияние постоянной толщины *t* тяг (фактора, не учтенного в уравнениях регрессии) и отношения e_1/e_2 на изменение ΔY (точнее, снижение) металлоемкости.

Зависимости ΔY_1 и ΔY_2 от толщины *t* соответственно для тяг типов 1 и 2 (рис. 5) имеют явные экстремальные области: у тяг типа 1 при $t = 206$ мм наблюдается максимум снижения массы, а у тяг типа 2 при $t = 303$ мм — минимум, при этом левые ветви обеих кривых соответствуют конструктивным исполнениям тяг с внешним радиусом $R = 530$ мм, а правые — с $R = 430$ мм. Однако имеются и существенные различия. Влияние *t* на ΔY_1 и ΔY_2 неоднозначно (см. рис. 5): для тяг типа 1 вследствие значительной неоднородности НДС, переменного положения точек максимума напряжений

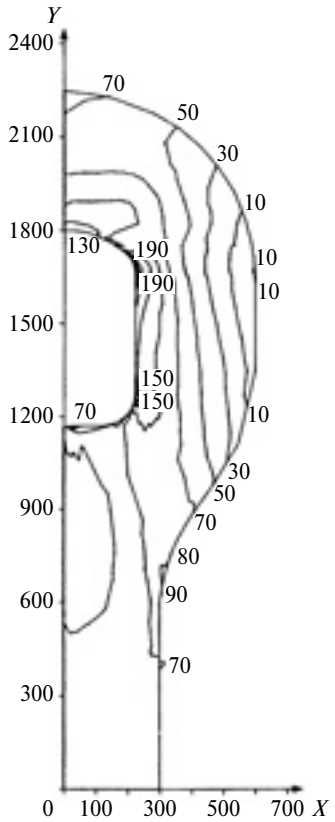


Рис. 4. Изолинии эквивалентных напряжений $\sigma_{эк}$, МПа, в шатуне

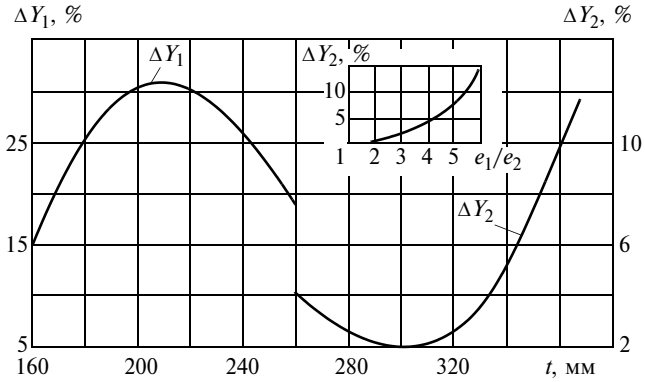


Рис. 5. Снижение металлоемкости тяг типов 1 (ΔY_1) и 2 (ΔY_2) в зависимости от толщины t и отношения e_1/e_2 (для тяг типа 2)

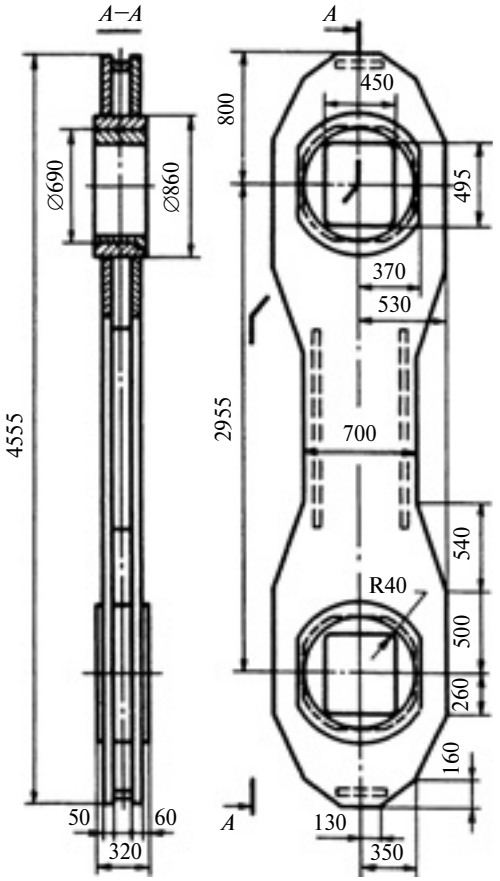


Рис. 6. Конструкция сварного шатуна

и высокой их концентрации оптимальная толщина находится в сравнительно небольшом интервале $t = 190 \div 230$ мм, т. е. для оптимизации металлоемкости рекомендуется тяги с прямоугольным отверстием в проушине выполнять сварными [2]; эффективное снижение массы тяг типа 2 происходит при бóльших толщинах ($t = 310$ мм), т. е. тяги с круговым отверстием целесообразно выполнять кованными или сварными, но бóльшей толщины. Кроме того, внешний радиус R тяг обоих типов целесообразно уменьшить до 430 мм.

Для тяг типа 1 оптимальным является небольшой интервал значений отношения e_1/e_2 (27÷30) для толщин $160 \leqslant t \leqslant 240$ мм, а масса тяг типа 2 эффективно снижается при увеличении этого отношения только в интервале 2,5÷5,5. Таким образом, оптимальные металлоэкономные тяги обоих типов при сохранении значений максимальных напряжений имеют вытянутую вдоль оси симметрии детали форму с внешним радиусом $R = 430$ мм.

В результате исследований НДС обоснована целесообразность и разработана сварная конструкция тяги, в которой напряжения идентичны напряжениям в традиционной цельнокованной тяге [2]. Применение сварной конструкции (рис. 6), изготовляемой практически только из листовой стали Ст5, снижает металлоемкость детали и значительно уменьшает трудозатраты и расход легированной стали [единственная кованная из стали 38ХГН деталь — втулка ∅690 мм; на разрезе *А—А* (см. рис. 6) над осью втулки показана ее конструкция для тяги типа 1, под осью — типа 2].

Таким образом, в результате теоретических исследований методом конечных элементов плоского НДС реальных конструкций шатунов механизма резания заготовочных ножниц получены достоверные оценки распределений и значений напряжений, что позволило создать новую сварную конструкцию увеличенной несущей способности и меньшей металлоемкости, сократив при этом трудозатраты.

Выводы

Компьютерные решения краевых задач теории упругости методом конечных элементов дали количественную оценку напряженного состояния тяжелонагруженных тяг, упростили выбор их конструктивных параметров и сократили объем вычислений.

Установлено, что переходы контактирующих поверхностей тяг с прямоугольным отверстием в проушине следует выполнять с максимально возможным радиусом. Для снижения металлоемкости тяг секцию проушины рекомендуется проектировать в виде тавра с фланцем, направленным к поверхности отверстия в проушине.

Оптимальная металлоемкость тяг с прямоугольным отверстием в проушинах достигается при толщине $t = 190 \div 230$ мм, а тяг с круговым отверстием — при $t > 300$ мм. Тяги рационально выполнять сварными.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Нагруженность,** несущая способность и долговечность прокатного оборудования / Б. Н. Поляков, Ю. И. Няшин, И. Ф. Волегов, А. Ф. Трусов. М.: Металлургия, 1990. 320 с.

2. **Поляков Б. Н.** Повышение качества технологий и долговечности оборудования прокатных станов. Екатеринбург: Урал. гос. проф.-пед. ун-т, 1993. Ч. 1. 208 с.

УДК 621.225.7.001.57

Я. А. ДАРШТ, д-р техн. наук (КГТА им. В. А. Дегтярева, г. Ковров),
А. А. ЧЕРНЯКОВ (ОАО "СКБ ПА", г. Ковров), e-mail: darscht@mail.ru

Исследование зоны нечувствительности скоростной характеристики гидропередачи с аксиально-плунжерным насосом

Предложены меры по повышению точности следящего гидропривода объемного регулирования с аксиально-плунжерным насосом путем уменьшения зоны нечувствительности в гидравлической передаче "регулируемый насос—гидромотор" на основе снижения давления подпитки.

Ключевые слова: гидропривод объемного регулирования, гидропередача, аксиально-плунжерный насос, следящая система, скоростная характеристика, зона нечувствительности, точность.

Precision moves of delivery control fluid servodrive equipped with axial/plunger pump through decreasing the blanking zone within "controlled pump—fluid-power motor" hydraulic gear based on fluid makeup pressure decrease were proposed.

Keywords: delivery control fluid servodrive, hydraulic drive, axial/plunger pump, servosystem, speed characteristic, blanking zone, precision.

Учитывая требования к габаритно-массовым показателям следящих систем с гидроприводами объемного регулирования в гидроприводах все чаще вместо насосов с наклонным блоком устанавливают аксиально-плунжерные насосы с наклонным диском. Из-за несколько худших точностных характеристик данных машин при их использовании в следящем приводе с преимущественно инерционной нагрузкой необходимы дополнительные исследования их рабочего процесса, результаты которых позволили бы конструктивно повысить точность следящих приводов.

Так как снижение точности может быть связано с потерями рабочей жидкости в контуре гидропередачи "насос—мотор", то целесообразно подробно рассмотреть рабочий процесс данной части привода с учетом основных потоков в гидролиниях. Для каждой линии рассмотрим: подачу насоса, утечки, расход гидромотора, расходы через предохранительные и подпиточные клапаны, сжимаемость жидкости в гидролинии и поршневых камерах насоса.

Уравнение неразрывности потока для каждой гидролинии передачи:

$$\sum_{i=1}^{n} Q_i = Q_{\text{н}} + Q_{\text{под}} - Q_{\text{сж}} - Q_{\text{п.к1}} + Q_{\text{п.к2}} - Q_{\text{гм}} - Q_{\text{ут}} = 0,$$

где $Q_{\text{н}}$ и $Q_{\text{под}}$ — подачи насоса и подпитки; $Q_{\text{сж}}$ — сжимаемость жидкости; $Q_{\text{гм}}$ — расход гидромотора; $Q_{\text{ут}}$ — расход на утечки; $Q_{\text{п.к1}}$ — расход из гидролинии через предохранительный клапан; $Q_{\text{п.к2}}$ — поступление жидкости в гидролинию через предохранительный клапан второй гидролинии.

Если привод нагружен преимущественно инерционной нагрузкой, то сжимаемостью жидкости и расходами через предохранительные клапаны в режиме слежения можно пренебречь, так как в области малых рассогласований давление привода незначительно: клапаны закрыты, а сжимаемость жидкости мала. Основные расходы показаны на схеме гидропередачи (рис. 1).

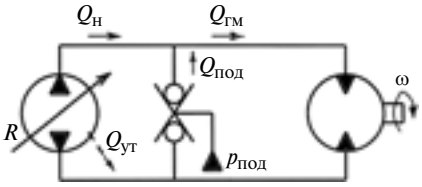


Рис. 1. Схема гидропередачи

Совместное изменение расходов в гидропередаче и другие характеристики рассмотрим при ее функционировании в следящем приводе, структурная схема которого приведена на рис. 2.

Для изучения тонких процессов удобно использовать имитационное моделирование. Для расчета расходов использовали ранее разработанные имитационные модели гидромашин и передач [1, 2]. Полученные с их помощью результаты для разомкнутого и замкнутого (см. рис. 2) электрогидравлического следящего привода приведены на рис. 3—6.

На рис. 3, *а*, *б* приведены зависимости угловой скорости ω гидромотора разомкнутого привода от параметра R регулирования подачи насоса, т. е. скоростные характеристики. Рабочие объемы гидромотора и насоса — 33 см^3/об. При имитационном моделировании на вход системы подавали синусоидальный сигнал управления с частотой 0,628 ^{1}/с и амплитудой относительного параметра K регулирования, равной 0,1. На рис. 3, *а* отчетливо видна зона нечувствительности в области малых значений сигнала управления.

При снятии скоростной характеристики привода на имитационных моделях сухое трение и постоянная составляющая нагрузки исключались — многократно снижались инерционная нагрузка и нагрузка вязкого трения. При таких условиях традиционные причины, объясняющие наличие зоны нечувствительности, отсутствуют.

На рис. 4, *а—е* приведены характеристики гидропередачи, полученные при синусоидальном сигнале управления низкой частоты и давлении подпитки

$p_{под}$ = 2,5 (рис. 4, *а—в*) и 0,5 МПа (рис. 4, *г—е*). На рис. 4, *а*, *г* показаны изменения в текущем времени в напорной линии подачи $Q_н$ насоса, расхода $Q_{ут}$ утечек и подачи $Q_{под}$ через подпиточный клапан. На рис. 4, *б*, *д* приведены изменения в текущем времени перепада Δp давления на гидромоторе, а на рис. 4, *в*, *е* — угловой скорости ω его вала.

Анализ зависимостей на (рис. 4, *а*, *г*) показал, что при отключении органа регулирования насоса некоторое время прирост подачи насоса затрачивается не на вращение вала гидромотора, а на замещение подачи подпитки: подача $Q_н$ растет, а подача $Q_{под}$ по мере закрытия подпиточного клапана уменьшается. Только после того, как подпиточный клапан полностью закрылся, начинается вращение гидромотора (см. рис. 4, *в*, *е*). Таким образом, чем меньше исходная подача жидкости через подпиточный клапан, тем быстрее он закроется и тем меньше зона нечувствительности на характеристиках привода.

Подача подпитки в напорную область определяется утечкой жидкости из этого объема, которая зависит не только от зазоров в механизмах привода, но, что особенно важно в данном случае, и от давления, при котором происходит утечка. Это позволяет предположить, что снижение подпиточного давления уменьшит начальную утечку и, соответственно, зону замещения подачи подпитки подачей насоса, т. е. снизится и зона нечувствительности привода. Это предположение подтверждает сравнение графиков рис. 4, *д*, *е* и 4, *б*, *в*: снижение давления подпитки в 5 раз снизило зону нечувствительности на графиках $\Delta p(t)$ и $\omega(t)$ тоже в 5 раз.

В реальных конструкциях вспомогательный подпиточный насос компенсирует утечку в контуре передачи и одновременно питает механизм управления насоса. Од-

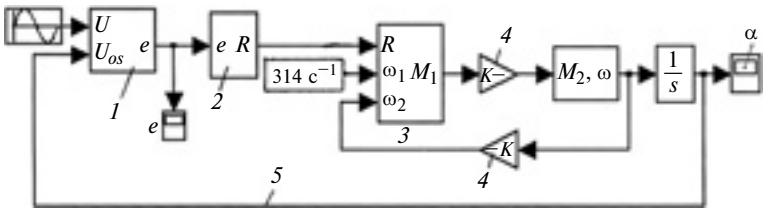


Рис. 2. Структурная схема следящего привода:
1 — электронный блок управления; *2* — механизм управления насосом; *3* — гидропередача; *4* — редуктор; *5* — обратная связь; *U* — сигнал управления; U_{os} — сигнал обратной связи; *e* — ошибка системы; *R* — относительный параметр регулирования подачи насоса; ω_1 = 314 с$^{-1}$ — угловая скорость вала приводного двигателя насоса; ω_2 — угловая скорость гидромотора; M_1 и M_2 — крутящие моменты гидромотора; ω — угловая скорость нагрузки; α — угол поворота нагрузки; *s* — оператор Лапласа

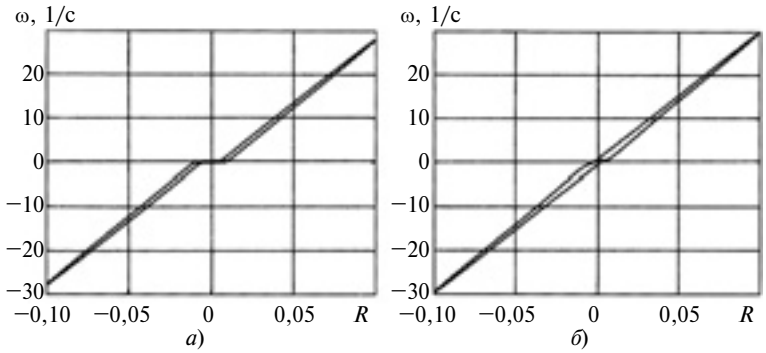


Рис. 3. Зависимости угловой скорости ω гидромотора от относительного параметра *R* регулирования подачи насоса при давлении подпитки 2,5 (*а*) и 0,5 МПа (*б*)

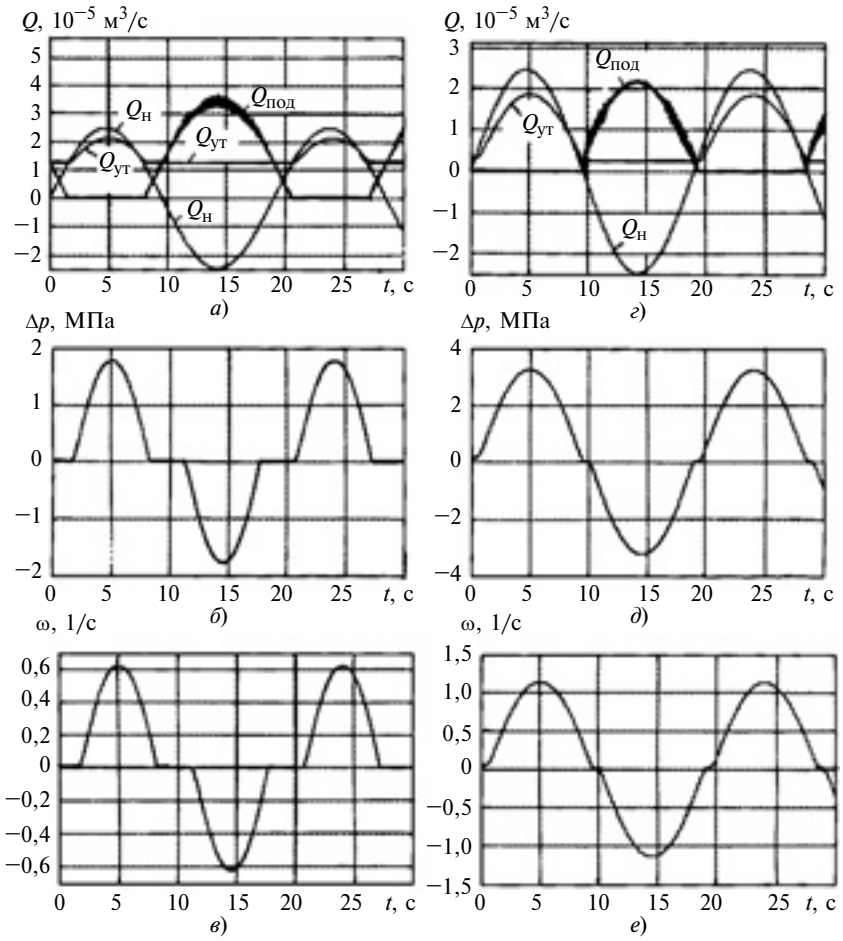


Рис. 4. Характеристики гидропередачи при давлении подпитки 2,5 (*а—в*) и 0,5 МПа (*г—е*)

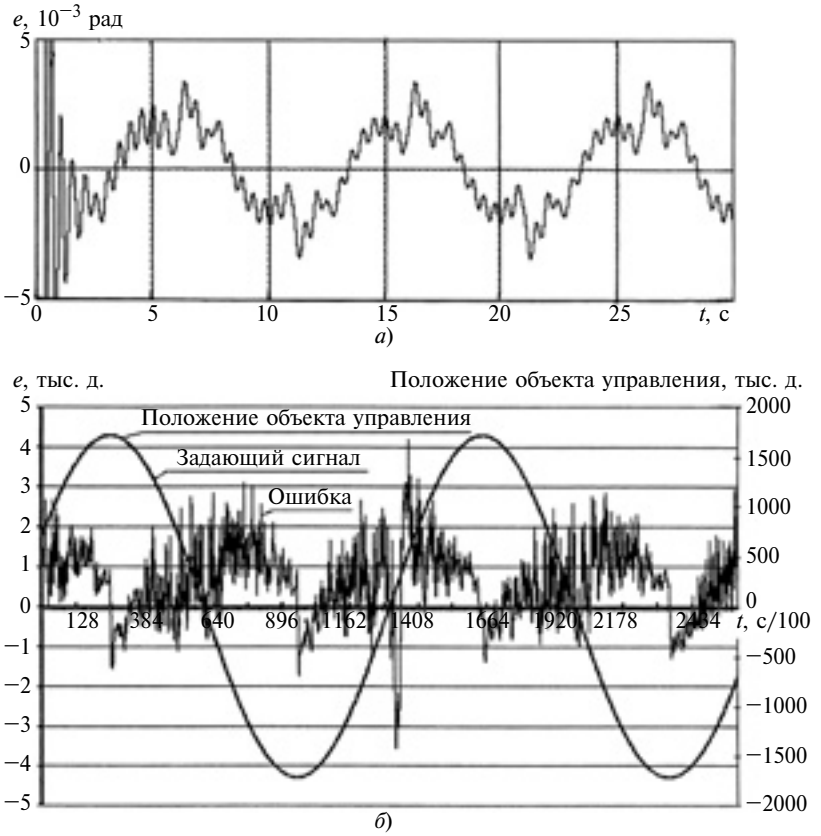


Рис. 5. Ошибка замкнутого привода при давлении подпитки $p_{под}$ = 2,5 МПа при модельных (*а*) и натурных (*б*) экспериментах

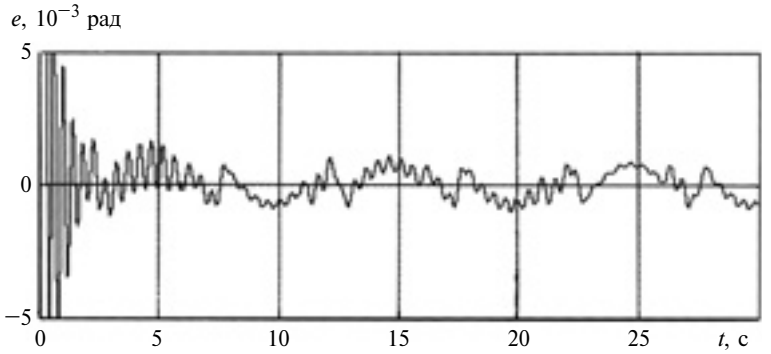


Рис. 6. Ошибка *e* привода при давлении подпитки $p_{под}$ = 0,5 МПа

нако исходя из полученного результата, можно рекомендовать разделение питания механизма управления, для которого требуется повышенное давление, и давления подпитки, что можно осуществить разными способами. В частности, можно настроить давление открытия подпиточных клапанов на $p_К = 2$ МПа. При этом давление питания механизма управления сохраняется на требующемся для его работоспособности уровне (в нашем случае на уровне 2,5 МПа), а давление за клапаном — давление подпитки, установится на уровне $p_{под} = 2{,}5 - 2 = 0{,}5$ МПа.

Для определения точности имитационного моделирования сравним характеристику $e(t)$ ошибки, полученной на модели (см. рис. 5, *а*) с аналогичной характеристикой, полученной при исследовании реального замкнутого привода (рис. 5, *б*).

Масштаб времени на рис. 5, *а* и *б* подобран одинаковый, но 1 с на модельном графике соответствует 128 временным долям на экспериментальном графике. Угловые характеристики также приведены в одном масштабе, но в разных единицах: на модельном графике — в радианах, на экспериментальном — в тысячных долях (тыс. д.) (2π радиан равны 6000 тыс. д.). Максимальная угловая скорость объекта управления в обоих случаях — 30°/с.

Согласно рис. 5 совпадение характеристик хорошее. Некоторая "размытость" экспериментальной характеристики (см. рис. 5, *б*) объясняется характеристикой датчика угла объекта управления. На рис. 5, *б* приведены также график положения объекта управления и практически совпадающий с ним график сигнала управления.

Решения по уменьшению зоны нечувствительности скоростной характеристики разомкнутого привода позволяют повысить точность привода при его замыкании обратной связью.

На рис. 6 приведена характеристика ошибки при имитационном моделировании замкнутого привода со сниженным до 0,5 МПа давлением подпитки: ошибка уменьшилась с 6 до 2 тыс. д.

Выявленный в данной работе эффект может быть назван гидравлическим люфтом, так как по действию он аналогичен механическому люфту.

Дополнительные модельные исследования привода показали, что гидравлический люфт отражается на точности привода и это влияние примерно одинаково при разных вариациях конструктивных и нагрузочных параметров. Расчеты выполнялись с изменением модуля упругости жидкости, утечки привода, частоты сигнала управления приводом, силы трения при разных нагрузках и динамике механизма управления и т. д.

Во всех случаях снижение давления подпитки дает положи-

УДК [621.825:621.318].001.24

А. Я. КРАСИЛЬНИКОВ, д-р техн. наук (УрФУ им. Б. Н. Ельцина, г. Екатеринбург), А. А. КРАСИЛЬНИКОВ (ОАО "СвердНИИхиммаш", г. Екатеринбург), e-mail: krasilnimov1951@yandex.ru

Расчет силы взаимодействия (отталкивания) высококоэрцитивных постоянных магнитов в торцевых магнитных муфтах и плоских магнитных системах

Получена зависимость для расчета силы отталкивания высококоэрцитивных постоянных магнитов из сплавов редкоземельных химических элементов в виде прямоугольных призм, расположенных в торцевых магнитных муфтах или плоских магнитных системах.

Ключевые слова: высококоэрцитивные постоянные магниты, сплавы, редкоземельный химический элемент, торцевая магнитная муфта, плоская магнитная система, сила отталкивания, расчет.

The functional connection for designing repulsive force of high-coercivity constant right prism form magnets (produced of rare-earth chemical elements alloys) settled in frontal magnetic clutches or in horizontal magnetic structures was obtained.

Keywords: high-coercivity constant magnets, rare-earth chemical element, frontal magnetic clutch, horizontal magnetic structure, repulsive force, design.

В настоящее время торцевые магнитные муфты (ТММ) и плоские магнитные системы (ПМС) широко применяются в герметичных машинах и аппаратах, обеспечивая полную герметичность внутреннего объема оборудования (насосы, компрессоры, перемешивающие устройства, транспортеры и различные подъемники) и защищая обслуживающий персонал и окружающую среду от воздействия вредных веществ [1]. Основной недостаток ТММ и ПМС — наличие сил притяжения и отталкивания постоянных магнитов, расположенных друг против друга в полумуфтах ТММ или секциях ПМС, причем эти силы тем больше, чем меньше воздушный зазор между полумуфтами или секциями.

В ТММ и ПМС при нормальных условиях работы герметичного оборудования действуют силы притяжения полумуфт в ТММ (вдоль оси вращения) и секций в ПМС (перпендикулярно направлению перемещения секций) [2], которые нагружают подшипники (качения или скольжения) ведущих и ведомых валов машины и аппарата или транспортных тележек герметичных транспортеров.

При аварийных условиях работы оборудования, когда крутящий момент на исполнительном органе машины или тяговое усилие больше предельных крутящего момента (ТММ) или тягового усилия (ПМС), происходит разрыв магнитной связи между полумуфтами или секциями. В момент рассогласования полумуфт ТММ (разрыв магнитной связи между полумуфтами) или секций ПМС наблюдается следующее: полумуфты (секции) то притягиваются друг к другу (направления намагниченности магнитов в полумуфтах или секциях совпадают), то отталкиваются (направления намагниченности магнитов противоположны). Рассогласование полумуфт ТММ (секций ПМС) приводит к возникновению знакопеременной нагрузки.

Из вышеизложенного следует, что на стадии конструкторской разработки устройства необходимо определить силы притяжения и отталкивания постоянных магнитов. Расчет сил притяжения высококоэрцитивных постоянных магнитов в ТММ и ПМС рассмотрен в статье [2].

Принято считать, что силы притяжения и отталкивания полумуфт ТММ (секций ПМС) равны, но направлены противоположно. Проверим, подтверждают ли это экспериментальные данные.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 12)

тельный эффект, т. е. повышается точность системы.

Отметим, что при снижении давления подпитки появляется дополнительное снижение эффективной подачи насоса из-за относительного увеличения сжатия жидкости при ее прокачке через машину. Это проявляется как дополнительная утечка жидкости в гидропередаче, что несколько снижает коэффициент ее усиления. Однако он легко компенсируется общим увеличением коэффициента усиления настраиваемой части системы. Так как увеличение утечки приводит одновременно и к увеличению демпфирования привода, то при восстановлении коэффициента усиления системы ее устойчивость не снижается.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Даршт Я. А.** Система имитационных моделей гидромашин // Приводная техника. 2003. № 4. С. 56—60.
2. **Даршт Я. А.** Имитационные модели гидропередач // Вестник машиностроения. 2004. № 5. С. 13—16.

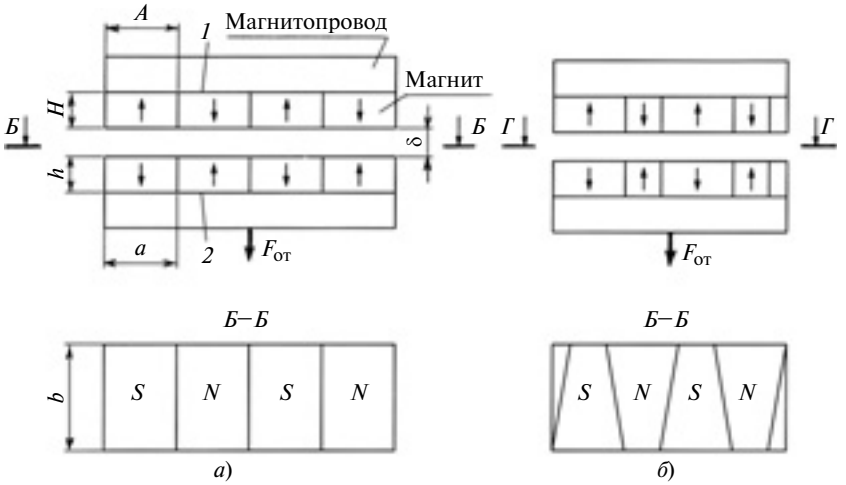


Рис. 1. Схема расположения секций ПМС при измерения силы $F_{от}$ отталкивания в плоской магнитной системе:
а и *б* — магниты в виде прямоугольных и трапецеидальных призм; *1* и *2* — верхняя и нижняя секции; ↑ — направление намагниченности

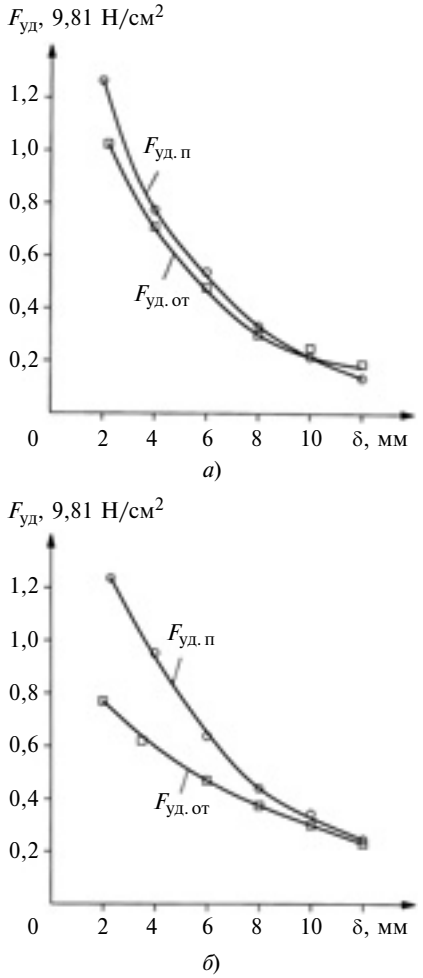


Рис. 2. Экспериментальные зависимости удельных сил притяжения ($F_{уд.п}$) и отталкивания ($F_{уд.от}$) постоянных магнитов размерами 15 × 40 × 8 мм (*а*) и 20 × 30 × 10 мм (*б*) из сплава КС-37 группы 1 (B_r = 0,76 Тл) от воздушного зазора δ

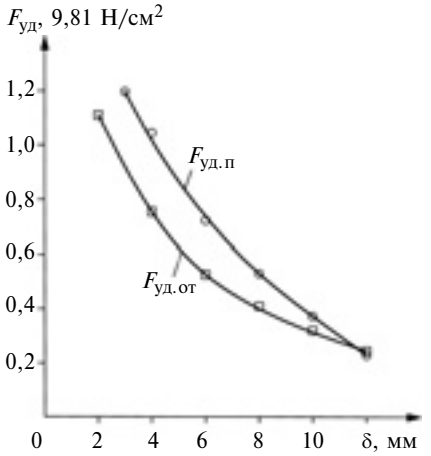


Рис. 3. Экспериментальные зависимости $F_{уд.п}$ и $F_{уд.от}$ постоянных магнитов размерами 18 × 40 × 8 мм из сплава КС-37 группы 2 (B_r = 0,80 Тл) от воздушного зазора δ

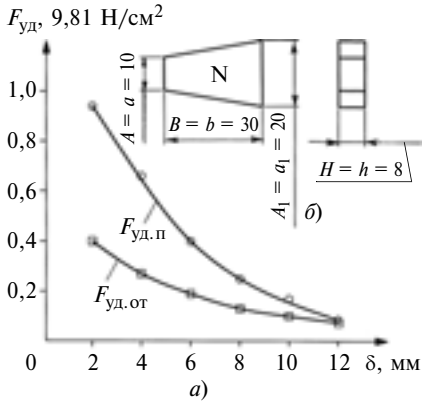


Рис. 4. Экспериментальные зависимости $F_{уд.от}$ и $F_{уд.п}$ (*а*) трапецеидальных магнитов (*б*) размерами 10(20) × 30 × 8 мм из сплава КС-37 группы 1 (B_r = 0,76 Тл) от воздушного зазора δ

Эксперименты проводили на специальном стенде. На рис. 1 приведена схема расположения секций ПМС с высококоэрцитивными постоянными магнитами при измерениях сил отталкивания. На рис. 2, *а*, *б* и рис. 3 приведены экспериментальные зависимости удельных сил притяжения ($F_{уд.п}$) и отталкивания ($F_{уд.от}$) магнитов, расположенных в секциях ПМС, от воздушных зазоров δ между магнитами, а в таблице — значения удельных сил притяжения и отталкивания.

Удельную силу отталкивания магнитов рассчитывали по формуле

$$F_{уд.от} = F_{от}/S,$$

где $F_{от}$ — сила отталкивания магнитов секций ПМС, Н; S — площадь поверхности (верхней или нижней) магнитов, см^2.

Анализ данных показал, что удельные силы отталкивания для полученного большинства магнитов меньше удельных сил притяжения. Примерное выравнивание удельных сил наблюдается в основном при воздушном зазоре δ = 12 мм. То же наблюдается и при магнитах геометрической формы, отличной от прямоугольных призм (рис. 4).

Широко применяются ТММ и ПМС с δ = 3÷8 мм. Как видно из таблицы, удельные силы отталкивания в этом диапазоне воздушных зазоров не превышают 90 % от удельных сил притяжения. Поэтому общую силу отталкивания магнитов между полумуфтами ТММ или секциями ПМС можно рассчитывать по уравнению (11) из работы [2]:

$$F_{от} = 0{,}9F = \\ = 0{,}9[1{,}33\,(B_{rn\,гр}/B_{r1\,гр})^2 - \\ - 0{,}57(\delta/\Delta)]mF_z. \qquad (1)$$

При воздушных зазорах между секциями ПМС (или полумуфтами ТММ) δ > 8 мм рекомендуется общую силу отталкивания между секциями или полумуфтами

принимать равной общей силе притяжения:

$$F_{от} = F = [1{,}33(B_{rn\,гр}/B_{r1\,гр})^2 - 0{,}57(\delta/\Delta)]mF_z. \quad (2)$$

В реальных условиях работы оборудования с ПМС при рассогласовании магнитной связи между ее секциями (разрыв магнитной связи) одна из секций магнитной системы остается на месте, а другая — смещена относительно нее в горизонтальном направлении ([3], рис. 3) на один магнит, т. е. в контакте находятся $(m - 1)$ пара магнитов, где m — число магнитов в секции ПМС или полумуфте ТММ (рис. 5). В этом случае выражения (1) и (2) принимают вид:

$$F_{от} = 0{,}9F = [1{,}33(B_{rn\,гр}/B_{r1\,гр})^2 - 0{,}57(\delta/\Delta)](m - 1)F_z;$$

$$F_{от} = F = [1{,}33(B_{rn\,гр}/B_{r1\,гр})^2 - 0{,}57(\delta/\Delta)](m - 1)F_z.$$

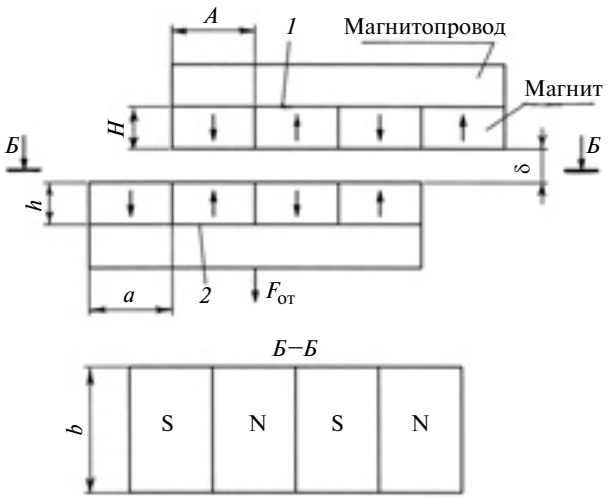


Рис. 5. Схема расположения верхней *1* и нижней *2* секций плоской магнитной системы при возникновении сил отталкивания (↑ — направление намагниченности)

Результаты исследований позволили рассчитать общую силу отталкивания высококоэрцитивных постоянных магнитов, расположенных в полумуфтах ТММ (секциях ПМС), которую можно учитывать на этапе проектирования как дополнительную действующую силу (нагрузку) при выборе подшипников качения.

Исследования также показали, что при воздушных зазорах между магнитами ТММ от 3 до 8 мм сила отталкивания меньше силы притяжения полумуфт. При расчетах силы отталкивания в данном диапазоне воздушных зазоров рекомендуется считать ее равной $0{,}9F_n$. При $\delta > 8$ мм силы притяжения и отталкивания близки (при $\delta = 12$ мм практически равны) и при расчетах их можно принимать равными.

Экспериментальные значения удельных сил отталкивания ($F_{уд.от}$) и притяжения ($F_{уд.п}$)

Магниты КС-37 (группа, размеры, мм)	δ, м	$F_{уд.п}$, Н/см^2	$F_{уд.от}$, Н/см^2	$F_{уд.от}/F_{уд.п}$
Прямоугольные призматические (группа 1; 15 × 40 × 8)	2	12,65	10,1 (2,2)	0,84 (2,2)
	4	7,75	6,97	0,90
	6	5,40	4,41	0,87
	8	3,34	2,94	0,88
	10	2,16	2,45	1,13
	12	1,375	1,86	1,35
Прямоугольные призматические (группа 1; 20 × 30 × 10)	2,3	12,36	7,55 (2,0)	0,60
	4,0	9,52	6,08 (3,5)	0,62
	6,0	6,38	4,61	0,72
	8,0	4,41	3,68	0,83
	10,0	3,43	2,94	0,86
	12,0	2,45	2,26	0,92
Прямоугольные призматические (группа 2; 18 × 40 × 8)	3	11,97	10,89 (2,0)	0,76
	4	10,30	7,41	0,72
	6	7,23	5,16	0,71
	8	5,30	4,02	0,76
	10	3,73	3,14	0,86
	12	2,35	2,45	1,04
Трапецеидальные призматические (группа 1; 10(20) × 30 × 8) [$A = a_1 = 10$; $A_1 = a_1 = 20$]	2	9,22	3,92	0,43
	4	6,47	2,65	0,41
	6	3,921	1,86	0,47
	8	2,45	1,28	0,52
	10	1,67	0,98	0,59
	12	0,83	0,73	0,88

Примечание. В скобках приведены значения δ, отличавшиеся от указанных в данной графе.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Красильников А. Я.** Стандартные конструкции магнитных систем и муфт // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2002. № 7. С. 35—37.

2. **Красильников А. Я., Красильников А. А.** Расчет силы притяжения высококоэрцитивных постоянных магнитов в торцевых магнитных муфтах и плоских магнитных системах // Вестник машиностроения. 2010. № 6. С. 13—16.

3. **Красильников А. Я., Красильников А. А.** Расчет силы взаимодействия высококоэрцитивных постоянных магнитов в зависимости от их группы // Вестник машиностроения. 2009. № 9. С. 17—19.

УДК 621.427

А. Ж. МУРЗАГАЛИЕВ, В. Г. НЕКРАСОВ, кандидаты технических наук (Актюбинский ГУ им. К. Жубанова, г. Актобе, Казахстан), e-nail: vadim.nvg@mail.ru

Разработка винтовых роторов для двигателя высокого расширения

Разработана технология, позволяющая изготовить конический винтовой ротор для двигателя высокого расширения.

Ключевые слова: двигатели внутреннего сгорания, турбина, винтовой двигатель, давление, степень расширения.

The technique which makes possible to produce a cone helical rotor designed for high-extension engine was developed.

Keywords: internal-combustion engines, turbine, propeller engine, pressure, expansion ratio.

В настоящее время для автотракторной техники основным является поршневой двигатель внутреннего сгорания (ДВС). Известные поршневые двигатели [с принудительным (искровым) зажиганием, с самовоспламенением от сжатия (дизельные), газовые, двухтопливные газодизельные, четырехтактные, двухтактные] работают по одному принципу: впуск и сжатие воздуха в цилиндре, сгорание топливовоздушной смеси, выпуск.

Современные поршневые двигатели доведены до высокой степени совершенства. В частности, эффективность преобразования энергии топлива в дизельных двигателях достигает 40 %, а в дизелях с турбонаддувом — 43÷45 %. Но известны и недостатки поршневых двигателей. Так, степень сжатия поршневых двигателей без турбонаддува равна степени расширения, давление газов на выпуске достигает 0,3÷0,5 МПа, что негативно сказывается на их эффективности. Для возвратно-поступательного движения поршня необходим механизм преобразования движения, в качестве которого используют кривошипно-шатунный механизм. Однако он создает боковые силы, действующие на поршень, что приводит к износу гильзы цилиндра, снижению компрессии и эффективности, сокращению межремонтного и общего ресурса двигателя. Смазывание гильзы маслом из картера двигателя приводит к его угару, загрязнению продуктами сгорания, разложению и потере им смазывающих свойств. Необходимость частой замены и большой расход масла негативно влияют на надежность, ресурс и экономические показатели двигателей, а импульсный режим сгорания топлива на их экологические показатели.

В двигателестроении постоянно ищут возможности устранения указанных недостатков. В частности, в 50÷60-е годы XX века был разработан и доведен до уровня промышленного производства роторно-поршневой двигатель, известный как ванкель. Рабочие органы в нем вращаются, хотя процесс все же идет импульсно, повторяя такты поршневого четырехтактного двигателя. Ванкель имеет ограничения по степени сжатия и расширения, что не позволяет ему конкурировать с современными быстроходными дизельными двигателями по экономичности. По этой же причине ванкель не получил широкого распространения (его производит единственная в мире фирма — японская компания "Мазда", причем в ограниченном объеме и в основном для американского рынка).

Известно, что машины с вращательным движением имеют преимущество перед машинами с возвратно-поступательным, колебательным и подобными движениями рабочих органов. В двигателестроении ротационные двигатели, в которых рабочие элементы только вращаются, известны со времен паровых машин [1]. Но проблемы уплотнения рабочих элементов не позволяют им конкурировать с поршневыми двигателями — паровыми и ДВС. Создать работоспособный ротационный двигатель пытаются до сих пор.

В настоящее время есть два типа машин, полностью отвечающих ротационному принципу действия. Первый — лопаточные турбины, известны в современной практике как паровые или газовые. Лопаточные паровые турбины — практически единственный тип привода мощных энергетических агрегатов. Газовые турбины используют в энергетике для привода генераторов, в авиации они стали основными двигателями больших летательных аппаратов. В паровых турбинах энергия преобразуется за счет кинетической энергии газов. Эффективность лопаточной турбины резко снижается при мощностях менее 3000÷5000 кВт. Поэтому как автотракторные двигатели малой мощности они оказались не конкурентоспособными по сравнению с поршневыми.

Второй тип ротационных машин — винтовые, развились из объемных машин зубчатого типа, в которых между корпусом и выступами и впадинами контактирующих роторов при определенной их длине создаются замкнутые камеры, переносящие порции газа из зоны впуска в зону выпуска. Винтовые машины были разработаны в 30-е годы XX века шведским инженером Лисхольмом как газовые машины объемного действия. В настоящее время ряд компаний и заводов производят серию винтовых компрессоров с различной производительностью и

давлением сжатого воздуха до 0,7 МПа (в России — Челябинский компрессорный завод).

Винтовая машина, как любая газовая объемная машина, является обратимой и при подаче в нее газа под давлением вырабатывает механическую мощность (вращающий момент), т. е. может рассматриваться как двигатель. Сейчас винтовые машины начинают применять для привода электрических генераторов небольшой мощности для создания электрогенерирующей надстройки в паровых котельных при давлении пара от 1,3 до 2,5 МПа, обеспечивая мощность агрегатов от 250 до 2000 кВт.

Особенностью упомянутых винтовых машин является то, что при цилиндрической форме винтовых роторов они имеют степень расширения 4÷4,5, что позволяет создать небольшой перепад давления — от 1,3 до 0,5 МПа. Это соответствует условиям применения винтовых двигателей как электрогенерирующих надстроек в котельных, но не позволяет рассматривать их в качестве современных силовых агрегатов ввиду недостаточной эффективности. В то же время возможность применения винтовых машин при относительно небольших объемах газов, что можно видеть на серии винтовых компрессоров разной производительности, дает основание считать, что подобный тип машин может стать основой для создания ротационного двигателя относительно небольшой мощности.

Одним из возможных путей повышения эффективности винтовых двигателей до уровня современных поршневых двигателей некоторые авторы считают последовательное включение винтовых элементов. Например, последовательное включение по пару при параллельной работе на один генератор применила австрийская фирма для энергоагрегатов с давлением пара 2,5 МПа. В работе [2] рассматривается схема двигателя с последовательным включением винтовых элементов как компрессора, так и детандера. При степени расширения в одном винтовом элементе 4÷4,5 их последовательное включение обеспечивает степень расширения 16÷20, т. е. на уровне современного дизельного двигателя. Однако такая схема усложняет конструкцию двигателя.

Получить высокую степень сжатия в компрессоре или высокую степень расширения в детандере можно в винтовой газовой машине с коническими роторами [3]. Разработку винтовых машин с коническими роторами ведут в Тольяттинском университете [4, 5]. Винтовые двигатели с коническими роторами конструирует компания "Перна Моторс" (Чехия) [6]. Есть ряд патентов на винтовые машины с коническими роторами за рубежом.

Известно, что эффективность теплового двигателя зависит от степени расширения. Конический винтовой элемент позволяет получить практически любую заданную степень изменения объема. Следовательно, задавая высокую степень расширения, можно получить высокий термический КПД двигателя. Для винтового двигателя со степенью расширения 40 расчеты показывают, что при известных характеристиках газов термический КПД будет не менее 0,8 (для искровых двигателей — 0,6, для дизельных — 0,7). Так, при давлении сгорания 10 МПа и такой же степени расширения давление газов на выпуске будет незначительно превышать атмосферное давление (0,185 МПа), а температура отходящих газов будет также значительно ниже, чем у поршневых двигателей. С учетом отсутствия механизма преобразования движения, исключения инерционных сил и равномерного вращения роторов механический КПД также будет выше, чем у поршневых двигателей (не менее 0,8÷0,85).

Винтовой двигатель работает по схеме разделенного цикла при постоянном давлении в камере сгорания (цикл Брайтона, используемый в газовых турбинах), поэтому у него нет потерь, оцениваемых коэффициентом наполнения. В предположении потерь теплоты на охлаждение на уровне поршневых двигателей (относительный КПД 0,8) эффективный КПД винтового двигателя можно ожидать на уровне $0,8 \times 0,8 \times 0,8 = 0,512$, что на 7÷8 % выше лучших показателей дизельных двигателей. Организация сгорания топлива в камере с постоянным давлением по циклу Брайтона создает условия для полного сгорания и получения высоких экологических показателей.

В винтовом двигателе существенно меньше деталей: он состоит из корпуса и двух роторов на валах с подшипниками и синхронизирующими зубчатыми колесами.

Таким образом, винтовой двигатель практически по всем показателям имеет преимущество перед широко используемыми сегодня поршневыми двигателями. Единственным фактором, сдерживающим распространение винтовых двигателей, является сложность выполнения винтовой поверхности на роторах, обеспечивающих газовую плотность взаимного контакта роторов при вращении.

Учитывая эту проблему, авторы разработали конструкцию и технологию изготовления конических винтовых роторов, позволяющие создать работоспособный винтовой двигатель с высокими технико-экономическими показателями. Задачу решали следующим образом.

Установили, что конусность ротора должна быть равна 20°. Профиль винтовой поверхности определяли исходя из следующего. Большинство авторов конструировали винтовую поверхность роторов по принципу зубчатых колес с наклонными зубьями: на одном роторе винтовая поверхность образована дуговыми выступами, на сопрягаемом — дуговыми впадинами. Наклон зубьев по отношению к оси роторов небольшой, что определяет малую степень изменения объема в межвитковых камерах. Для получения большой степени изменения

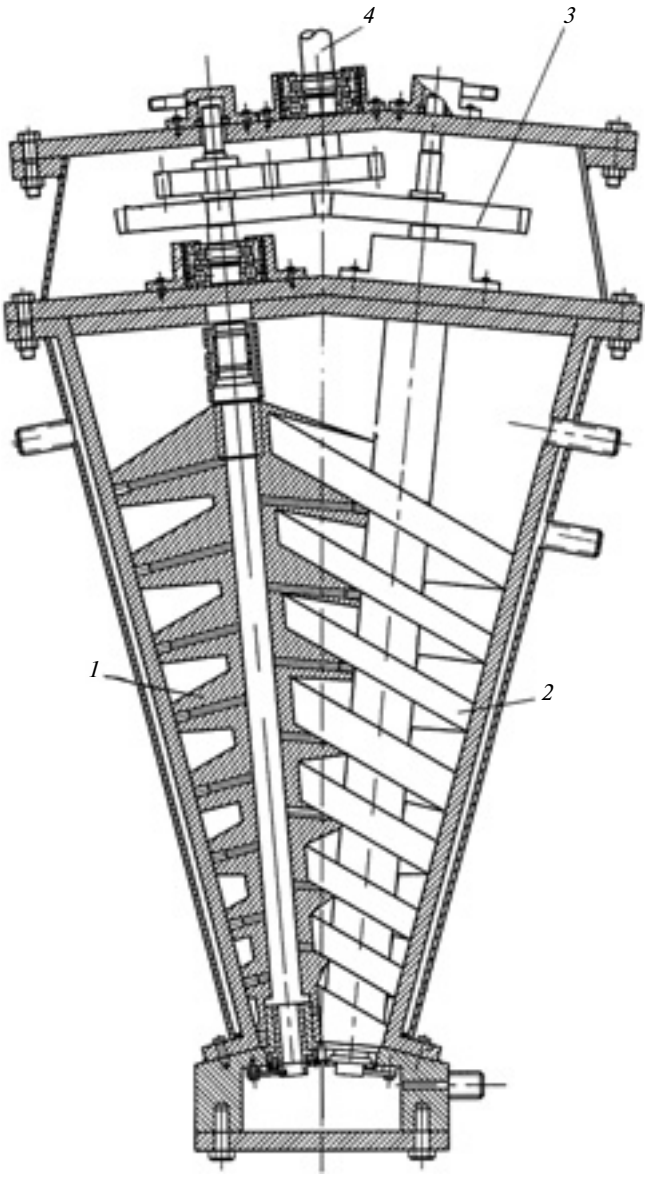


Рис. 1. Принципиальная схема винтовой машины с высоким расширением:
1 — основной ротор; *2* — ротор-сателлит; *3* — синхронизирующие зубчатые колеса; *4* — силовой вал

объема наклон винтовой поверхности необходимо увеличить, в результате чего на конусной поверхности роторов образуется ряд замкнутых и изолированных спиральных камер, объем которых увеличивается от меньшего основания конусных роторов к большему. Поэтому винтовую поверхность можно профилировать по типу резьбового зацепления с трапециевидным профилем зубьев на обоих роторах одинаковой формы. В отличие от упомянутой выше конструкции новая конструкция винтовой машины требует наличия синхронизирующих зубчатых колес для согласования вращения роторов (рис. 1).

Теоретически такой профиль винтовой поверхности может быть выполнен при плавно изменяющемся шаге винтовой поверхности. Но для этого необходимы специальные станки с программным управлением.

Для изготовления роторов на серийном металлообрабатывающем оборудовании была разработана схема ступенчатого изменения шага нарезки. Так, на серийном станке ТК-20 завода "Красный пролетарий" при продольной подаче 112, 96, 80, 56 можно нарезать двухзаходную винтовую поверхность трапециевидной формы на роторе длиной около 400 мм при конусности 20° (диаметр меньшего основания конуса и цилиндрического основания ротора — 40 мм, диаметр большего основания — 160 мм) с достаточно равномерным шагом витков. Этим методом была выполнена модель базового ротора в натуральную величину из капролана (рис. 2, см. обложку).

Винтовые поверхности на базовом роторе промышленного образца из металла (силумина, чугуна) целесообразно нарезать не резцами, а цилиндрической фрезой. Для этого необходима съемная фрезерная головка с приводом фрезы, которую устанавливают в резцедержателе токарного станка на уровне оси ротора. Цилиндрической фрезой в три приема нарезают прямоугольные пазы, затем обрабатывают их боковые поверхности трапециевидного профиля путем поворота верхней каретки токарного станка на соответствующий угол в одну и другую сторону (рис. 3).

Обязательное требование к винтовым машинам — плотный газонепроницаемый контакт смежных роторов. В связи с тем, что поверхность базового ротора имеет переменный шаг винтовой нарезки, получить точный профиль на роторе-сателлите механической обработкой невозможно. Поэтому для выполнения ротора-сателлита была принята технология точного литья по выплавляемым моделям методом обкатки базового ротора. Для этого ис-

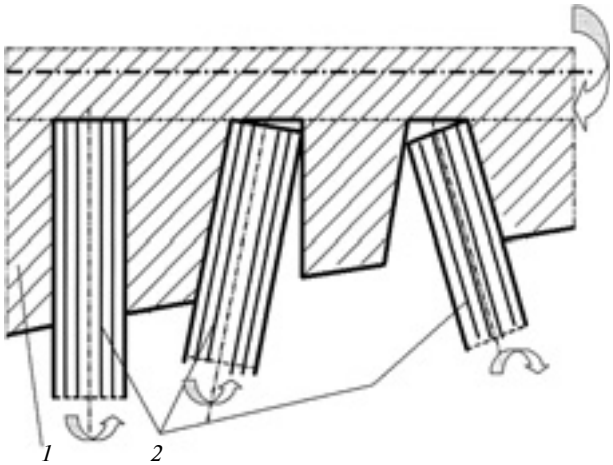


Рис. 3. Схема нарезания винтовой поверхности на базовом роторе цилиндрической фрезой:
1 — коническая заготовка ротора; *2* — три положения цилиндрической фрезы при нарезании трапециевидных пазов на роторе

пользовали приспособление с подшипниками для валов роторов, соответствующих чертежу двигателя, но без корпуса. В приспособлении устанавливали базовый ротор и рабочий (стальной) вал ротора-сателлита, на валах закрепляли синхронизирующие зубчатые колеса, с помощью которых согласуются вращения базового ротора и ротора-сателлита. На валу ротора-сателлита в местах, где должны быть винтовые гребни, приваривали арматуру, на которую наносили разогретый до пластичного состояния литейный воск. Поворачивая валы, формировали восковую модель с винтовой поверхностью, точно соответствующей впадинам базового ротора.

Полученную модель ротора-сателлита обрабатывали закрепляющим составом и по технологии литья по выплавляемым моделям изготовляли ротор-сателлит с винтовой поверхностью, не требующей дополнительной механической обработки, заодно с рабочим валом, не требующим центровки.

Технологию получения ротора-сателлита отрабатывали на модели с применением в качестве пластичного материала скульптурного пластилина, что позволило формовать ротор-сателлит без применения нагреваемой пластичной массы. На рис. 4 (см. обложку) показано приспособление с отформованным методом обкатки ротором-сателлитом из пластичного материала. Подобным образом формуется ротор из литейного воска для последующей его отливки из металла.

Таким образом, разработана технология изготовления конических винтовых роторов с переменным шагом. Это первый этап в освоении винтовых двигателей высокого расширения. Следующий этап — создание опытного образца винтового двигателя и последующее освоение промышленного образца.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Rotary** Steam Engines. www.dself.dsl.pipex.com/MUSEUM/POWER/roraryengines
2. **Сотников В.** О движущей силе заветов и о последователях, способных развивать эту силу. Донецк: Норд-Пресс, 2006, 160 с.
3. **Горлов В., Коньшин А., Спичкин В.** Винтовой двигатель внутреннего сгорания // Двигатель. 2003. № 1. С. 34—36.
4. **Пат. 2372524 Рос. Федерации:** Компрессор-экспандер с коническими роторами.
5. **Конические** винтовые роторы для компрессорных установок // VIII московский международный салон инноваций и инвестиций. www.salon.exteach.ru/salon8/db/proj/php?kodproekta = 2924
6. **Perna V., Busov B., Jirma P.** // New Motor and TRIZ Evaluation. www.asaka-gu.as.jp/php/nakagawa/THIZ/eTRIZ/epapers/e2... www.translate.google.com/tranlate?js=y&prev=t&hl=ru&hl=ru&ie=UT...

УДК 543.08

В. А. БУЗАНОВСКИЙ, д-р техн. наук (ОАО НПО "Химавтоматика", г. Москва), e-mail: vab1960@rambler.ru

Направления развития газовых наносенсоров: ёмкостные, акустические, рефрактометрические и ионизационные с углеродными нанотрубками

Рассмотрены направления развития ёмкостных, акустических, рефрактометрических и ионизационных газовых наносенсоров на основе одно- и многослойных углеродных нанотрубок.

Ключевые слова: газовый наносенсор, однослойные и многослойные углеродные нанотрубки.

Tendencies of capacitive, sonorous, refractometric and ionization autogenous nanosensors based on single- and multilayer carbon nanotubes were examined.

Keywords: autogenous nanosensor, single- and multilayer carbon nanotubes.

В зависимости от материала чувствительного элемента (ЧЭ) газовые наносенсоры подразделяют на металлоксидные, кремниевые, металлические и углеродные. Так как ЧЭ наносенсоров последней группы являются преимущественно углеродные нанотрубки, то их часто называют газовыми наносенсорами с углеродными нанотрубками. По принципу действия наносенсоры данной группы бывают кондуктометрическими, ёмкостными, акустическими, рефрактометрическими и ионизационными [1, 2].

Рассмотрим направления развития последних четырех подгрупп газовых наносенсоров.

Ёмкостные газовые наносенсоры. Принцип их действия основан на зависимости относительной диэлектрической проницаемости ε покрытия с углеродными нанотрубками от состава газообразной среды, абсорбирующейся на его поверхности: $\varepsilon = f_\varepsilon(C_1, C_2, ..., C_N)$, где $C_1, C_2, ..., C_N$ — концентрация компонентов газообразной среды; N — число компонентов.

Обычно ЧЭ наносенсора (рис. 1) представляет собой плоский конденсатор, внутренняя сторона одной из обкладок *1* которого содержит слой нанотрубок. Между этим слоем и обкладкой *2* находится анализируемая газообразная среда *3*. Ёмкость конденсатора $E = \varepsilon_0\varepsilon_1 S/d$, где ε_0 — электрическая

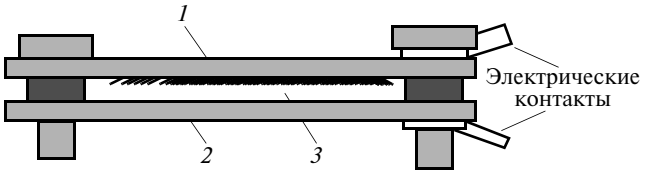


Рис. 1

постоянная; ε_1 — относительная диэлектрическая проницаемость слоя углеродных нанотрубок и среды между обкладками; d — расстояние между обкладками; S — площадь обкладки.

Адсорбция компонентов газообразной среды на покрытии с нанотрубками изменяет относительную диэлектрическую проницаемость ε, а следовательно, и ε_1, т. е. можно сказать, что ёмкость конденсатора зависит от состава газообразной среды: $E = f_E(C_1, C_2, ..., C_N)$.

На основании указанной закономерности разработали наносенсор для определения относительной влажности воздуха при нормальной температуре с обкладками из коррозионно-стойкой стали. На внутреннюю сторону одной из них были нанесены многослойные углеродные нанотрубки. Ёмкость разработанного наносенсора больше ёмкости наносенсора без нанотрубок в 1,6÷2 раза при влажности воздуха менее 70 % и в 3÷30 раз — при влажности более 70 %. Время установления показаний и возврата их к начальному значению не превышало 5 мин [2, 3].

Для определения аммиака и паров муравьиной кислоты использовали наносенсор с обкладками из алюминия. Внутренняя поверхность одной из них была покрыта оксидом алюминия и выращенным при пиролизе ацетона массивом многослойных углеродных нанотрубок. Наносенсор имел сравнительно малое время установления показаний и возврата их к начальной величине (полное возвращение к базовой линии менее 6 мин без применения какого-либо внешнего воздействия) [4].

Также создали наносенсор с обкладками из кремния. На внутренней поверхности одной из них путем высокотемпературного окисления был нанесен слой диоксида кремния толщиной 250 нм, на котором методом химического осаждения паров выращен массив однослойных углеродных нанотрубок. К обкладкам наносенсора прикладывали напряжение 100 мВ с частотой 30 кГц, приводившее к возникновению на концах нанотрубок переменного электрического поля напряженностью 105÷106 В/см, которое интенсифицировало процессы адсорбции и десорбции молекул газообразной среды. Результаты изменения ёмкости наносенсора с обкладками из кремния в разных средах приведены в табл. 1 [2, 5].

Высокая ($S_0 \geqslant 10$) чувствительность наносенсора наблюдалась при определении динитротолуола, диметилметилфосфоната, N,N-диметилформамида и дихлорбензола. Этиловый и изопропиловый спирты, тетрагидрофуран, хлорбензол, этилацетат, трихлорэтан, ацетон, метиловый спирт, вода и толуол характеризовались средней ($1 < S_0 < 10$), а трихлорэтилен, гептан, хлороформ, бензол и гексан низкой ($S_0 \leqslant 1$) чувствительностью. Четкая корреляция между чувствительностью наносенсора и полярностью (дипольным моментом) молекул исследованных химических соединений отсутствовала. Так, динитротолуол, диметилметилфосфонат, N,N-диметилформамид и дихлорбензол (соединения, соответствовавшие высокой чувствительности наносенсора) имели высокие дипольные моменты Д = 4,39, 3,62, 3,82 и 2,5, а гептан, бензол и гексан (соединения, соответствовавшие низкой чувстви-

Таблица 1

Химическое соединение	Дипольный момент Д (1 Д ≈ ≈ 3,34 × × 10^{-30} Кл · м)	Концентрация соединения в воздухе C, %	ΔE, %	$S_0 = \Delta E/C$
Динитротолуол	4,39	0,0000028	0,05	17857,1
Диметилметилфосфоонат	3,62	0,00162	1,02	629,6
N,N-диметилформамид	3,82	0,00507	0,93	183,4
Дихлорбензол	2,5	0,00203	0,04	19,7
Этиловый спирт	1,69	0,0792	0,3	3,79
Изопропиловый спирт	1,58	0,1093	0,38	3,48
Тетрагидрофуран	1,75	0,218	0,59	2,71
Хлорбензол	1,69	0,0162	0,04	2,47
Этилацетат	1,78	0,129	0,31	2,4
Трихлорэтан	1,4	0,0385	0,08	2,08
Ацетон	2,88	0,308	0,61	1,98
Метиловый спирт	1,7	0,1702	0,27	1,59
Вода	1,85	0,0324	0,05	1,54
Толуол	0,38	0,0385	0,05	1,3
Трихлорэтилен	0,8	0,0922	0,06	0,65
Гептан	0	0,0618	0,02	0,32
Хлороформ	1,04	0,26	0,08	0,31
Бензол	0	0,129	0,02÷0,04	0,16÷0,31
Гексан	0	0,203	0,04	0,2

тельности наносенсоров) — Д = 0. В то же время, чувствительность наносенсора при определении N,N-диметилформамида (Д = 3,82) была в 3,4 раза ниже чувствительности к диметилметилфосфонату (Д = 3,62), а при определении ацетона, дипольный момент которого Д = 2,88, превышала дипольный момент дихлорбензола (2,5), чувствительность была средней.

Наряду с этим наблюдались линейная зависимость относительного изменения ёмкости наносенсора от концентрации химического соединения в воздухе и быстрые установление показаний и возврат их к начальному значению (<20 с) [5].

Акустические газовые наносенсоры. Принцип их действия основан на зависимости частоты F распространения акустических волн в пьезоэлектрическом материале от состава газообразной среды, абсорбирующейся на поверхности покрытия с углеродными нанотрубками, нанесенного на пьезоэлектрический материал: $F = f_F(C_1, C_2, ..., C_N)$.

В качестве пьезоэлектрического материала часто используют кварц, танталит или ниобат лития, реже — оксид цинка, арсенид галлия, карбид кремния, нитрид алюминия, силикат лантана и галлия, титанат свинца и циркония. Акустические волны, распространяющиеся в пьезоэлектрическом материале, называются объемными, а распространяющиеся по поверхности — поверхностными.

В наносенсоре с объемными акустическими волнами обычно применяют ЧЭ "дисковый резонатор" (рис. 2). Элемент представляет собой тонкий диск *1* из пьезоэлектрического материала (чаще кварца), расположенный между двумя металлическими электродами *2*. На одну или обе стороны диска наносят покрытие *3* на основе углеродных нанотрубок. Подача электрического напряжения на электроды вызывает вибрацию ЧЭ с частотой F_0 в направлении, перпендикулярном к поверхности диска. Изменение ΔM массы ЧЭ вследствие адсорбции молекул газообразной среды на покрытии приводит к изменению ΔF частоты вибрации:

$$\Delta F/F_0 = (F - F_0)/F_0 \approx -\Delta M/M_0 = (M_0 - M)/M_0,$$

где M_0 и M — масса ЧЭ до и после воздействия газообразной среды.

Для таких ЧЭ типичен диапазон рабочих частот 5÷30 МГц [6].

Таблица 2

Химическое соединение	Гелий	Аргон	Азот	Кислород	Оксид углерода	Аммиак
ΔF, кГц	795	1263	1870	2219	3319	3608
Чувствительность $S_в = \Delta F/100$	7,95	12,63	18,7	22,19	33,19	36,08

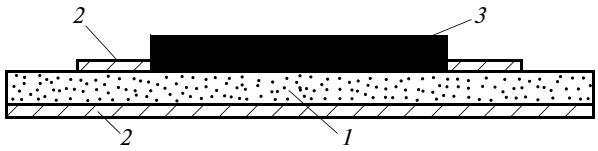


Рис. 2

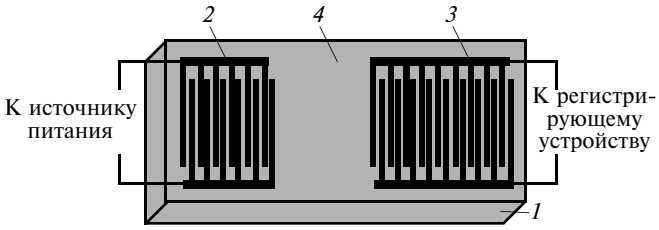


Рис. 3

Наносенсор с ЧЭ "дисковый резонатор" был разработан для определения гелия, аргона, азота, кислорода, аммиака и оксида углерода. Чувствительный элемент содержал однослойные углеродные нанотрубки. При контакте с перечисленными химическими соединениями наблюдалось снижение частоты его вибрации (табл. 2). Пределы обнаружения наносенсора соответствовали концентрациям на уровне 10^{-2} %. Время установления показаний и возврата их к начальной величине не превышало 10 мин [2].

Наносенсор с ЧЭ "дисковый резонатор" использовали для определения паров летучих органических соединений при нормальной температуре. Пьезоэлектрический материал — кварц. Сначала методом Ленгмюра—Блоджетт на ЧЭ наносили соль кадмия арахиновой кислоты, а затем однослойные углеродные нанотрубки. Частота вибрации — 10 МГц. Наносенсор характеризовался воспроизводимостью результатов измерений, высокой чувствительностью и возвратом показаний к начальному значению [7, 8]. Этот наносенсор был использован и для определения толуола и ксилола при нормальной температуре. На ЧЭ методом Ленгмюра—Блоджетт были нанесены непосредственно однослойные углеродные нанотрубки. Наносенсор характеризовался быстрым установлением показаний, высокой чувствительностью и пределами обнаружения паров на уровне 10^{-5} % [9].

В наносенсоре с поверхностными акустическими волнами использовали ЧЭ "линия задержки" (рис. 3), представляющий собой пластину *1* из пьезоэлектрического материала, на одной стороне которой находятся излучатель *2*, приемник *3* и между ними покрытие *4* с углеродными нанотрубками. Излучатель преобразует электрический сигнал от источника питания в акустические волны, а приемник — акустические волны, прошедшие через по-

крытие, обратно в электрический сигнал. Конструктивно излучатель и приемник являются встречно-гребенчатыми преобразователями, состоящими из металлических (часто алюминиевых) проводников, изготовленных методом фотолитографии. Размеры проводников излучателя и их взаимное расположение определяют частоту генерируемых акустических волн: $F_{п0} = 0{,}5V_{п0}/(W_1 + W_2)$, где $V_{п0}$ — скорость волны в пьезоэлектрическом материале; W_1 — ширина проводника; W_2 — расстояние между соседними проводниками.

В результате адсорбции молекул газообразной среды масса $\Delta M_п$ покрытия с углеродными нанотрубками изменяется, что приводит к изменениям скорости ($\Delta V_п$) и частоты ($\Delta F_п$) поверхностных акустических волн, поступающих в приемник:

$$\Delta F_п = F_п - F_{п0} \approx \Delta V_п = V_п - V_{п0} \approx \\ \approx -\Delta M_п = M_{п0} - M_п,$$

где $F_п$ и $V_п$ — частота и скорость волн на входе в приемник; $M_{п0}$ и $M_п$ — масса покрытия с нанотрубками до и после адсорбции газообразной среды.

Для этого ЧЭ типичен диапазон рабочих частот 25÷500 МГц. Заметим, что в некоторых случаях изменение массы покрытия оценивают по изменению фазы акустических волн на входе в приемник [6, 10].

Наносенсоры с ЧЭ типа "линия задержки" применяли и для определения паров этилового спирта, этилацетата и толуола в азоте при нормальной температуре. Пьезоэлектрический материал — кварц. Место под углеродные нанотрубки первоначально покрывали слоем диоксида кремния, затем методом аэрозольного распыления наносили их суспензию в этиловом спирте. Частота генерировавшихся поверхностных акустических волн соответствовала 433,92 МГц. Были разработаны два вида наносенсоров — с одно- и многослойными углеродными нанотрубками. Изменение частоты акустических волн для наносенсора с однослойными нанотрубками составляло сотни килогерц, а с многослойными — десятки килогерц [10, 11].

Для определения водорода, аммиака и диоксида азота также использовали наносенсор с ЧЭ "линия задержки". Пьезоэлектрический материал — танталит лития с покрытием из оксида цинка. Методом Ленгмюра—Блоджетт на ЧЭ наносили композит с однослойными углеродными нанотрубками. Характеристики наносенсора исследовали в диапазонах концентраций: водорода — $3 \cdot 10^{-2}$÷1 %; аммиака — $3 \cdot 10^{-3}$÷0,1 %; диоксида азота — $1 \cdot 10^{-4}$÷$1 \cdot 10^{-3}$ %. При нормальной температуре наносенсор показал высокие чувствительность и воспроизводимость измерений, а также пределы обнаружения паров на уровне 10^{-5} % [10, 12].

Наносенсоры с ЧЭ "линия задержки" использовали и для определения паров метилового, этилового и изопропилового спиртов. Частота генерировавшихся поверхностных акустических волн соответствовала 433 МГц. Исследовали два вида наносенсоров — с композитами на основе соли кадмия арахиновой кислоты (57 %) и необработанных и обработанных (отжиг в кислороде и последующее окисление в соляной кислоте) однослойных углеродных нанотрубок (43 %). При нормальной температуре наносенсоры обоих видов показали высокую чувствительность, быстрые установление и возврат показаний к начальной величине, а также пределы обнаружения названных химических соединений на уровне 10^{-4} %. Вместе с тем чувствительность наносенсоров с композитом, содержащим обработанные нанотрубки, была выше [8, 13].

Для определения летучих органических соединений также использовали наносенсор с ЧЭ типа "линия задержки". Пьезоэлектрический материал — кварц, на который наносили слой композита из полиэтиленимина и многослойных углеродных нанотрубок. Частота генерировавшихся поверхностных акустических волн составляла 69,4 МГц. При увеличении концентрации летучих органических соединений на $1 \cdot 10^{-4}$ % частота акустических волн наносенсора уменьшалась в среднем на 1,19 Гц, что более чем в 1,5 раза превосходило изменение частоты волн наносенсора с композитом из полиэтиленимина и наночастиц кремния, покрытых его диоксидом. Время установления показаний данного наносенсора в 6 раз меньше, чем наносенсора с покрытием только из полиэтиленимина [14].

Рефрактометрические газовые наносенсоры. Принцип их действия основан на зависимости показателя n преломления покрытия с углеродными нанотрубками от состава газообразной среды, адсорбирующейся на его поверхности: $n = f_n(C_1, C_2, ..., C_N)$.

Чувствительный элемент наносенсора (рис. 4) представляет собой одиночное оптическое волокно *1*, на один торец которого нанесено покрытие *2*, содержащее слой нанотрубок или композита на их основе. На противоположном торце волокна расположены источник и приемник излучения. Ис-

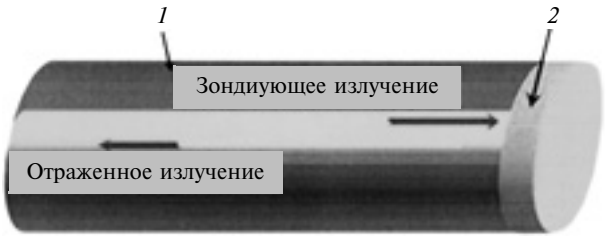


Рис. 4

точник посылает зондирующее излучение к границе раздела оптического волокна и покрытия, где оно преломляется и частично отражается. Отраженное излучение поступает в приемник. Степень отражения зондирующего излучения характеризует коэффициент R отражения, зависящий от показателя n преломления покрытия (формула Френеля): $R = I_о/I = [(n_в - n)/(n_в + n)]^2$, где $I_о$ и I — интенсивности отраженного и зондирующего излучений; $n_в$ — показатель преломления материала оптического волокна.

Материал волокна также влияет на оптический диапазон измерений. Если оптическое волокно изготовлено из кварца, то ЧЭ может работать в широкой области спектра, включая ультрафиолетовую часть. Для волокна из стекла оптический диапазон измерений соответствует видимой области спектра. Если волокно выполнено из полимерного материала, то обычно ЧЭ может функционировать только при длинах волн более 450 нм [15].

Наиболее часто рефрактометрические наносенсоры применяют при измерении концентраций летучих органических соединений. Например, для определения концентрации паров ксилола, толуола, метилового, этилового и изопропилового спиртов в воздухе был разработан наносенсор на основе кремниевого оптического волокна, на торец которого по методу Ленгмюра—Блоджетт сначала наносили слой соли кадмия арахиновой кислоты, а затем один слой углеродных нанотрубок. Использовали зондирующее излучение с длиной волны 1310 нм. При нормальной температуре повышение концентрации ксилола на $1 \cdot 10^{-4}$ % приводило к уменьшению коэффициента R отражения на 0,008 %, а толуола — на 0,004 %. Пределы обнаружения оценивались на уровне 10^{-3} %. Время установления показаний зависело от концентрации определявшегося химического соединения. Кроме того, на показания наносенсора существенно влияла влажность воздуха, при изменении которой на 1 % коэффициент R отражения изменялся на 0,0054 % [7, 8, 16].

Для определения концентрации паров ксилола и толуола в воздухе при нормальной температуре также использовали наносенсоры, содержащие кремниевое оптическое волокно, непосредственно на торец которого методом Ленгмюра—Блоджетт наносили один слой углеродных нанотрубок. Были изготовлены три наносенсора с толщинами слоев нанотрубок, определяемых их соотношением 1:2:6. Длина волны зондирующего излучения всех наносенсоров соответствовала 1310 нм [9, 16].

Линейные диапазоны измерений наносенсоров составили до $4 \cdot 10^{-3}$ % для ксилола и $1 \cdot 10^{-2}$ % для толуола. Коэффициент R отражения наносенсора с тонким покрытием при повышении концентрации паров ксилола и толуола на $1 \cdot 10^{-4}$ % увеличивается соответственно на 0,03 и 0,009 %, а со средней толщиной покрытия — на 0,11 и 0,047 %. При таком же повышении концентрации паров ксилола и толуола коэффициент R отражения наносенсора с толстым покрытием уменьшается соответственно на 0,02 и 0,007 %. Как видим, наиболее чувствительным является наносенсор со средней толщиной покрытия. Пределы обнаружения ксилола — $1{,}2 \cdot 10^{-5}$ %, толуола — $2{,}9 \cdot 10^{-5}$ % [16].

Время установления показаний наносенсоров в значительной степени зависит от концентрации определяемого химического соединения: для средней толщины покрытия при определении ксилола — 4 и 18 мин соответственно для концентраций $3 \cdot 10^{-4}$ и $3{,}9 \cdot 10^{-3}$ %, при определении толуола — 7 и 11 мин соответственно для концентраций $5{,}4 \cdot 10^{-3}$ и $9{,}3 \cdot 10^{-3}$ %. Время возврата показаний наносенсора к начальному значению фактически не зависит от концентрации определяемого соединения — 4,5÷6 мин для ксилола и 4,5÷5 мин для толуола. Время установления показаний и их возврата к начальной величине связано с толщиной слоя углеродных нанотрубок. Так, при концентрации ксилола $1{,}7 \cdot 10^{-3}$ % время установления и возврата показаний для наносенсора с тонким покрытием составило соответственно 6 и 2 мин, а для наносенсора со средней толщиной покрытия — 9 и 5 мин [16].

На показания наносенсоров существенное влияние оказывают влажность и температура анализируемого воздуха. Например, при изменении температуры на 2,4 °С коэффициент R отражения наносенсора со средней толщиной покрытия изменяется на 0,28 % [9, 16].

Для определения паров ксилола и толуола в воздухе при нормальной температуре был изготовлен наносенсор на основе кремниевого оптического волокна, торец которого по методу Ленгмюра—Блоджетт был покрыт слоем композита из соли кадмия арахиновой кислоты (57 %) и одним слоем углеродных нанотрубок (43 %). Зондирующее излучение имело длину волны 1310 нм. Линейный диапазон измерений наносенсора составил для ксилола до $4{,}4 \cdot 10^{-3}$ %, для толуола до $8{,}3 \cdot 10^{-3}$ %. Увеличение концентрации на $1 \cdot 10^{-4}$ % приводило к росту коэффициента R отражения на 0,12 % для ксилола и на 0,05 % для толуола. Время установления показаний и возврата их к начальному значению составило соответственно 36 и 41 мин для ксилола и 32 и 39 мин для толуола [16].

Рефрактометрические наносенсоры можно использовать и для измерения концентрации водорода в газообразной среде с очень низкой температурой. Были разработаны наносенсоры для опреде-

ления водорода в азоте при температуре −160 °С с кремниевым оптическим волокном, на торец которого наносили один слой углеродных нанотрубок. Были созданы три наносенсора — два с нанотрубками с закрытым концом при соотношении слоев 1:3 и один с нанотрубками с открытым концом [16].

При наличии водорода в азоте коэффициент R отражения всех наносенсоров уменьшался. При отсутствии водорода показания наносенсоров с углеродными нанотрубками с закрытым концом возвращались к начальным, а наносенсора с нанотрубками с открытым концом — нет. При концентрации водорода 1 и 4 % коэффициент R отражения для наносенсора с тонким слоем углеродных нанотрубок с закрытым концом снизился соответственно на 0,62 и 0,68 %, т. е. менее чем в 1,1 раза. В то же время для наносенсора с толстым слоем нанотрубок он снизился соответственно на 0,18 и 0,53 %, т. е. почти в 3 раза [16].

Время установления показаний наносенсоров с трубками с закрытым концом не зависит от толщины слоя нанотрубок и равно 4 мин, время же возврата показаний этих наносенсоров к начальной величине зависит от этой толщины. Так, время возврата показаний наносенсора с тонким слоем нанотрубок составило 9 мин, а с толстым — 11 мин [16].

Ионизационные газовые наносенсоры. Принцип их действия основан на зависимости вольтамперной характеристики газового разряда от состава газообразной среды, контактирующей с углеродными нанотрубками. Наносенсоры могут иметь ЧЭ трех типов: "анод— углеродные нанотрубки" (рис. 5, *а*), "катод—углеродные нанотрубки" (рис. 5, *б*) и "анод/катод—углеродные нанотрубки с полупроводниковым барьером" (рис. 5, *в*). ЧЭ всех типов содержат анод *1* и катод *2*, разделенные диэлектриком *3*. Отличаются они тем, что в ЧЭ первого типа нанотрубки расположены на аноде, второго — на катоде, а третьего — и на аноде, и на катоде, а также дополнительно покрыты тонким слоем полупроводника.

В наносенсорах с ЧЭ "анод—углеродные нанотрубки" на концах нанотрубок возникает сильное неоднородное электрическое поле, приводящее к ионизации молекул газообразной среды и коронному разряду. Напряжение U_i между анодом и катодом, при котором происходит коронный разряд, характеризует вид молекул, а протекающий электрический ток J_i — их концентрацию [2]: $J_i = f_{Ji}(C_i|U_i)$, $i = 1, 2, ..., N$.

Таблица 3

Химическое соединение	Гелий	Аргон	Воздух	Диоксид углерода	Азот	Кислород	Аммиак
Напряжение коронного разряда, В	164	245	346	368	389	414	431

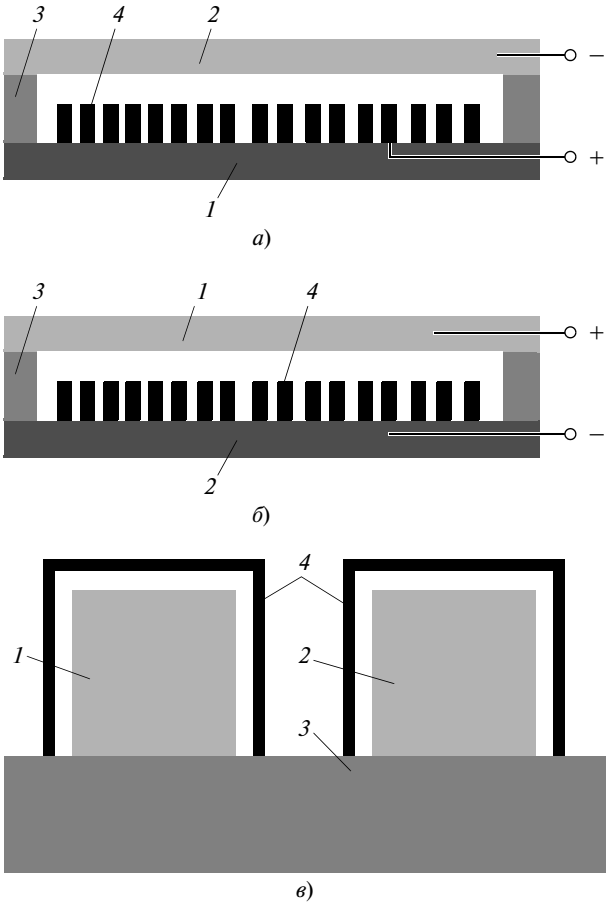


Рис. 5

Этот наносенсор создан для определения гелия, аргона, воздуха, диоксида углерода, азота, кислорода и аммиака при нормальной температуре. Анод содержит массив многослойных углеродных нанотрубок диаметром 25÷30 нм и длиной 30 мкм, выращенных методом химического осаждения паров. Катод выполнен из алюминия. Диэлектриком служит стекло толщиной 150 мкм. Напряжения, при которых происходил коронный разряд для названных химических соединений, приведены в табл. 3. Зависимость тока наносенсора от концентрации этих соединений — логарифмическая. По сравнению с измерительным устройством без нанотрубок наносенсор характеризуется более низким напряжением зажигания коронного разряда, которое при контакте с воздухом составило 346 В (вместо 960 В) [2].

В наносенсорах с ЧЭ "катод—углеродные нанотрубки" применяют отрицательный коронный разряд. Под действием электрического поля нанотруб-

ки испускают электроны, которые ускоряются и, сталкиваясь с молекулами газообразной среды, ионизируют их. Напряжение U_o между анодом и катодом, при котором наступает отрицательный коронный разряд, соответствует концентрации молекул в газообразной среде [2]: $U_o = f_U(C_1, C_2, ..., C_N)$.

Отметим, что эти наносенсоры используются для определения только низких концентраций газообразных сред с постоянным соотношением компонентов: $C_1/C_N = \text{const}$, $C_2/C_N = \text{const}$, ..., $C_{N-1}/C_N = \text{const}$.

Наносенсор с таким ЧЭ был изготовлен для определения газообразных сред с низкой энергией адсорбции. Катод содержал массив углеродных нанотрубок длиной 8 мкм, выращенных методом химического осаждения паров с использованием наночастиц железа в качестве катализатора. Диэлектриком между катодом и анодом служило стекло толщиной 500 мкм [2].

Согласно закону Пашена напряжение зажигания газового разряда зависит не только от концентрации молекул в газообразной среде, но и от расстояния между анодом и катодом. Поэтому были разработаны наносенсоры с ЧЭ "катод—углеродные нанотрубки", в которых расстояние между анодом и катодом составляло 6, 7, 8, 10 и 12 мкм. Результат данного технического решения — снижение напряжения отрицательного коронного разряда до 5÷40 В [2].

В наносенсорах с ЧЭ "анод/катод—углеродные нанотрубки с полупроводниковым барьером" молекулы газообразной среды ионизируются между слоями полупроводника. Напряжение между анодом и катодом, при котором наступает газовый разряд, характеризует вид молекул, находящихся в межэлектродном пространстве.

Наносенсоры с таким ЧЭ разработаны для определения метана, гелия, аргона, воздуха, азота и кислорода. В качестве диэлектрика использовано стекло. Электроды высотой 15 мкм изготовлены из никеля методом фотолитографии. Углеродные нанотрубки наносили методом электрофореза, а полупроводниковый барьер представлял собой тонкий слой диоксида титана. Расстояние между анодом и катодом составляло 2÷10 мкм. Напряжение, при котором наступал газовый разряд перечисленных химических соединений (табл. 4), зависело от межэлектродного расстояния ЧЭ наносенсоров. Так, при расстоянии между электродами 10 мкм напряжение зажигания газового разряда при контакте с воздухом соответствовало 8 В, а при 8 мкм — 5 В. Также было установлено, что нанесение на нанотрубки полупроводникового барьера не только снижает напряжение зажигания газового разряда, но и повышает воспроизводимость измерений [2].

Таким образом, функционирование ёмкостных, акустических и рефрактометрических наносенсоров обусловлено способностью покрытий с углеродными нанотрубками адсорбировать и десорбировать молекулы компонентов газообразной среды, которыми могут быть как органические, так и неорганические соединения. Адсорбция и десорбция молекул сопровождается изменением физических свойств покрытий — относительной диэлектрической проницаемости, массы и показателя преломления. Интенсивность адсорбции определяет диапазон измерений, чувствительность и время установления показаний наносенсоров, а интенсивность десорбции — время возврата их показаний к начальному значению. При этом интенсивности адсорбции и десорбции зависят от энергии активации названных процессов, а также от температуры и "сорбционной ёмкости" ЧЭ наносенсоров.

Например, подведение внешней энергии в виде электрического поля с частотой 30 кГц и напряженностью около 100 В/см интенсифицировало адсорбцию и десорбцию молекул газообразной среды в слое углеродных нанотрубок ЧЭ ёмкостного наносенсора, уменьшение времени установления показаний и возврата их к начальному значению до 20 с. Помимо этого большинство из рассмотренных ёмкостных, акустических и рефрактометрических наносенсоров предназначалось для функционирования при нормальной температуре, вследствие чего характеризовалось довольно продолжительным временем установления показаний и возврата их к начальной величине — до 40 мин.

Отдельно следует рассмотреть понятие "сорбционная ёмкость" ЧЭ наносенсора, под которой будем понимать только часть покрытия ЧЭ, изменяющую свои физические свойства при контакте с газообразной средой; оставшуюся часть покрытия будем называть "паразитной ёмкостью".

В соответствии с этим измерения физических свойств покрытия (относительной диэлектрической проницаемости, массы или показателя преломления) в общем случае имеют три составляющие: первая соответствует "сорбционной ёмкости",

Таблица 4

Химическое соединение	Метан	Гелий	Аргон	Воздух	Азот	Кислород
Напряжение газового разряда, В	1,5	3,0	5,0	8,0	15	23

Примечание. Межэлектродное расстояние в ЧЭ наносенсора равно 10 мкм.

вторая — "паразитной ёмкости", третья — частям ЧЭ, обеспечивающим данное измерение. При этом при воздействии газообразной среды первая составляющая изменяется, две другие — нет. Представляется, что уменьшение "паразитной ёмкости" должно приводить к повышению абсолютного значения относительного изменения физического свойства покрытия (и, следовательно, к росту чувствительности наносенсора), а ее увеличение — к его понижению (и, соответственно, снижению чувствительности). Причем наибольшее абсолютное значение относительного изменения физического свойства должно наблюдаться в случае, когда "паразитная ёмкость" отсутствует, и толщина покрытия совпадает с толщиной потенциальной "сорбционной ёмкости" ЧЭ. В то же время уменьшение или увеличение "паразитной ёмкости" не должно сказываться на изменении диапазона измерений наносенсора, времени установления его показаний и возврата их к начальной величине.

Толщина покрытия ЧЭ может быть и меньше толщины его потенциальной "сорбционной ёмкости". В этом случае результат измерения относительной диэлектрической проницаемости, массы или показателя преломления покрытия имеет только две составляющие: первая соответствует части потенциальной "сорбционной ёмкости" ЧЭ, вторая — его частям, обеспечивающим измерение. Уменьшение толщины покрытия (уменьшение "сорбционной ёмкости" ЧЭ) должно сопровождаться уменьшением абсолютного значения относительного изменения физического свойства (снижением чувствительности наносенсора), а ее увеличение (относительное увеличение "сорбционной ёмкости" ЧЭ) — его повышением (ростом чувствительности). По-видимому, при уменьшении толщины покрытия должны уменьшаться диапазон измерений наносенсора, время установления его показаний и возврата их к начальной величине, а при увеличении — наоборот эти показатели должны увеличиваться.

Частичным подтверждением данных предположений является то, что рефрактометрический наносенсор со средней толщиной покрытия по сравнению с наносенсором с толстым покрытием при увеличении концентрации ксилола и толуола на $1 \cdot 10^{-4}$ % характеризовался увеличением коэффициента R отражения соответственно с −0,02 до 0,11 % и с −0,007 до 0,047 % (уменьшение "паразитной ёмкости" ЧЭ). Тот же наносенсор со средней толщиной покрытия по сравнению с наносенсором с тонким покрытием при увеличении концентрации ксилола и толуола на $1 \cdot 10^{-4}$ % характеризовался повышением коэффициента R отражения соответственно с 0,03 до 0,11 % и с 0,009 до 0,047 % (относительное увеличение "сорбционной ёмкости" ЧЭ). В свою очередь, время установления показаний и возврата их к начальному значению рефрактометрического наносенсора с тонким покрытием по сравнению с наносенсором со средней толщиной покрытия при концентрации ксилола $1{,}7 \cdot 10^{-3}$ % снижалось соответственно с 9 до 6 мин и с 5 до 2 мин (уменьшение "сорбционной ёмкости" ЧЭ). Помимо этого диапазон измерений водорода при температуре −160 °С для рефрактометрического наносенсора с толстым слоем нанотрубок с закрытым концом был значительно шире, чем наносенсора с тонким слоем нанотрубок (относительное увеличение "сорбционной ёмкости" ЧЭ). Наконец, время возврата показаний рефрактометрического наносенсора с тонким слоем нанотрубок с закрытым концом по сравнению с наносенсором с толстым слоем нанотрубок при измерении водорода снижалось соответственно с 11 до 9 мин (уменьшение "сорбционной ёмкости" ЧЭ).

Всё изложенное говорит о необходимости тщательного выбора конструкционных и режимных параметров ёмкостных, акустических и рефрактометрических наносенсоров для обеспечения соответствия их характеристик требуемым метрологическим показателям. Это касается и способа подведения внешней энергии и температуры ЧЭ, а также его "сорбционной ёмкости", которая непосредственно связана с толщиной используемого слоя углеродных нанотрубок или композита на их основе, видом применяемых нанотрубок, методом их обработки, содержанием и однородностью распределения. Вследствие того, что все названные факторы влияют на чувствительность и диапазон измерений, а также время установления показаний и возврата их к начальной величине, выбор параметров наносенсора может заканчиваться принятием компромиссного решения, при котором одни метрологические характеристики оптимизируются в ущерб другим. Например, может быть увеличена "сорбционная ёмкость" ЧЭ, приводящая к росту чувствительности и расширению диапазона измерений, но одновременно повышающая время установления показаний наносенсора и возврата их к начальному значению.

Наряду с этим ёмкостные, акустические и рефрактометрические наносенсоры характеризуются низкой селективностью измерений, что обусловливает их ограниченные возможности при мониторинге многокомпонентных газообразных сред. Так как создать высокоселективные наносенсоры чрезвычайно сложно, то в данном случае целесообразнее использовать микропроцессорную систему, объединяющую несколько наносенсоров с различ-

ными чувствительностями и селективностями, которая будет рассчитывать концентрации компонентов газообразной среды на основе выходных сигналов наносенсоров по ранее установленным корреляционным зависимостям.

Функционирование ионизационных наносенсоров не связано с адсорбцией и десорбцией молекул компонентов газообразной среды, а основывается на свойствах газового разряда, возникающего в ней под действием электрического поля. При этом наносенсоры с ЧЭ "катод—углеродные нанотрубки" напоминают вольтамперметрические анализаторы, широко применяемые при контроле многокомпонентных жидкостных сред, и позволят при сканировании напряжения между анодом и катодом выполнять как качественный, так и количественный анализ. Хотя использование углеродных нанотрубок приводит к существенному снижению напряжения зажигания коронного разряда, энергопотребление этих наносенсоров остается высоким, что сдерживает их повсеместное применение для селективного определения компонентов газообразной среды.

В наносенсорах с ЧЭ "анод—углеродные нанотрубки" или "анод/катод—углеродные нанотрубки с полупроводниковым барьером" указанный недостаток устранен. В то же время они не обладают возможностями универсального газоаналитического устройства, а обеспечивают измерение лишь низких концентраций газообразных сред с известным соотношением компонентов (наносенсоры с ЧЭ "анод—углеродные нанотрубки") или только качественный анализ тестируемых газообразных сред (наносенсоры с ЧЭ "анод/катод—углеродные нанотрубки с полупроводниковым барьером").

Несмотря на отмеченные недостатки ёмкостные, акустические, рефрактометрические и ионизационные газовые наносенсоры позволяют определять широкий круг компонентов газообразной среды. Диапазон измеряемых ими концентраций — $10^{-6} \div 10^{2}$ %. Кроме того, они имеют небольшие габаритные размеры, малые материалоемкость и энергопотребление, сравнительно недороги, могут эксплуатироваться как при нормальных, так и пониженных температурах, осуществлять санитарно-гигиенический контроль воздуха в рабочей зоне или контроль взрыво- и пожароопасности производственных помещений.

Поэтому разработку газовых наносенсоров этих типов с углеродными нанотрубками следует рассматривать как одно из направлений развития современного приборостроения — создание нового поколения средств аналитической техники с высокими технико-экономическими показателями.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Di Francia G., Alfano B. and La Ferrara V.** Conductometric gas nanosensors // Journal of Sensors. 2009. Article ID 659275.

2. **Wang Y. and Yeow J. T. W.** A review of carbon nanotubes-based gas sensors // Journal of Sensors. 2009. Article ID 493904.

3. **Yeow J. T. W. and She J. P. M.** Carbon nanotube-enhanced capillary condensation for a capacitive humidity sensor // Nanotechnology. 2006. V. 17. N 21. P. 5441—5448.

4. **Chen Y., Meng F., Li M.** et al. Novel capacitive sensor: Fabrication from carbon nanotube arrays and sensing property characterization // Sensors and Actuators B: Chemical. 2009. V. 140. N 2. P. 396—401.

5. **Snow E. S., Perkins F. K., Houser E. J.** et al. Chemical detection with a single-walled carbon nanotube capacitor // Science. 2005. V. 307. N 5717. P. 1942—1945.

6. **Voinova M. V.** On mass loading and dissipation measured with acoustic wave sensors: A review // Journal of Sensors. 2009. Article ID 943125.

7. **Penza M., Cassano G., Aversa P.** et al. Carbon nanotube acoustic and optical sensors for volatile organic compound detection // Nanotechnology. 2005. V. 16. N 11. P. 2536—2547.

8. **Penza M., Cassano G., Aversa P.** et al. Carbon nanotubes-coated multi-transducing sensors for VOCs detection // Sensors and Actuators B: Chemical. 2005. V. 111—112. P. 171—180.

9. **Consales M., Campopiano S., Cutolo A.** et al. Sensing properties of buffered and not buffered carbon nanotubes by fibre optic and acoustic sensors // Measurement Science and Technology. 2006. V. 17. N. 5. P. 1220—1228.

10. **Zhang G.** Nanostucture-enhanced surface acoustic waves biosensor and its computational modeling // Journal of Sensors. 2009. Article ID 215085.

11. **Penza M., Antolini F. and Antisari M. V.** Carbon nanotubes as SAW chemical sensors materials // Sensors and Actuators B: Chemical. 2004. V. 100. N 1—2. P. 47—59.

12. **Penza M., Aversa P., Cassano G.** et al. Layered SAW gas sensor with single-walled carbon nanotube-based nanocomposite coating // Sensors and Actuators B: Chemical. 2007. V. 127. N 1. P. 168—178.

13. **Penza M., Tagliente M. A., Aversa P.** et al. The effect of purification of single-walled carbon nanotube bundles on the alcohol sensitivity of nanocomposite Langmuir—Blodgett films for SAW sensing applications // Nanotechnology. 2007. V. 18. N 18. Article ID 185502.

14. **Viespe C. and Grigoriu C.** Surface acoustic wave sensors with carbon nanotubes and SiO_2/Si nanoparticles based nanocomposites for VOC detection // Sensors and Actuators B: Chemical. 2010. V. 147. N 1. P. 43—47.

15. **Будников Г. К.** Что такое химические сенсоры // Соросовский образовательный журнал. 1998. № 3. С. 72—76.

16. **Consales M., Cutolo A., Penza M.** et al. Fiber optic chemical nanosensors based on engineered single-walled carbon nanotubes // Journal of Sensors. 2009. Article ID 936074.

УДК 621.313.001.573

А. А. ГЕРАСИН, канд. экон. наук (ГосНИИАС, г. Москва), Ф. Р. ИСМАГИЛОВ, И. Х. ХАЙРУЛЛИН, д-р техн. наук, В. Е. ВАВИЛОВ, М. В. ОХОТНИКОВ (Уфимский государственный авиационный технический университет), e-mail: S2_88@mail.ru

Математическая модель системы электромагнитного управления гибридными магнитными подшипниками

Предложена математическая модель динамики электромеханических преобразователей энергии на гибридных магнитных подшипниках (ГМП). Разработана компьютерная модель для реализации и исследований ГМП. Представлены математические модели для определения сил в ГМП и магнитных подшипниках на постоянных магнитах.

Ключевые слова: гибридный магнитный подшипник, магнитный подшипник на постоянных магнитах, высокоскоростные электромеханические преобразователи энергии, силы отталкивания.

Mathematical model of the electromechanical energy converters on hybrid magnetic bearings (GMB) dynamics was offered. The computer model for GMB realization and studies was developed. Mathematical models for force evaluation in GMB and magnetic bearings on constant magnets were presented.

Keywords: hybrid magnetic bearing, hybrid bearing on constant magnets, high-speed electromechanical energy converters, repulsive forces.

Снижение расходов при эксплуатации электромеханических преобразователей энергии (ЭМПЭ), связанных с простоем оборудования при ремонте и техническом обслуживании, а также потерями энергии на трение, обусловливают повышенные требования к подшипниковым опорам ЭМПЭ, а именно: снижение потерь на трение, энергопотребления, повышение термостойкости, ресурса, обеспечение стабильности работы и экологичности.

При эксплуатации ЭМПЭ на гибридных магнитных подшипниках (ГМП) под действием центробежных сил ось ротора смещается относительно статора, т. е. возникает эксцентриситет, который является причиной дисбаланса электромагнитных сил ГМП, приводящего к нестабильности и колебаниям колец ГМП. Поэтому необходимы контроль и механизм управления смещением колец ГМП. Это можно осуществить посредством системы автоматического управления (САУ). Для этого выполняется математическое моделирование динамических процессов в ГМП. С помощью компьютерной модели исследуют САУ в реальных условиях эксплуатации ГМП.

При исследовании динамики ротора основной задачей является адекватное многодисциплинарное моделирование системы "ротор—управляемые ГМП" и взаимосвязанных магнитомеханических процессов.

В работах [1—3] исследованы математические модели динамических процессов роторов в активных магнитных подшипниках (АМП). Конструктивная особенность ГМП — наличие постоянных магнитов, ограничивает применение полученных моделей роторов на АМП для данных исследований.

За расчетную модель принимаем общее конструктивное исполнение системы управления ГМП из четырех электромагнитов (рис. 1). Ввиду сложности расчетов делаем следующие допущения:

1) в направлении оси z перемещения отсутствуют;

2) магнитная цепь — ненасыщенная;

3) электромагнит *1* срабатывает только при положительном смещении по оси y, а электромагнит *2* — только при отрицательном смещении по оси y, электромагнит *3* — только при положительном смещении по оси x, электромагнит *4* — только при отрицательном смещении по оси x;

4) угловых перемещений нет;

5) радиусы кривизны колец значительно больше зазора;

6) магнитные проницаемости: немагнитного зазора равна проницаемости μ_0 вакуума; стали сердечника — бесконечна ($\mu_r = \infty$), постоянных магнитов — постоянна.

Условия работоспособности ГМП [4]:

$$\delta_0 \geqslant x; \quad \delta_0 \geqslant y; \quad \delta_0 \geqslant \Delta; \tag{1}$$

$$0 < \frac{x}{\delta_0} > 1; \quad 0 < \frac{y}{\delta_0} > 1; \quad 0 < \frac{\Delta}{\delta_0} > 1, \tag{2}$$

где δ_0 — воздушный зазор; Δ — смещение колец ГМП; x и y — смещения колец ГМП по оси соответственно x и y.

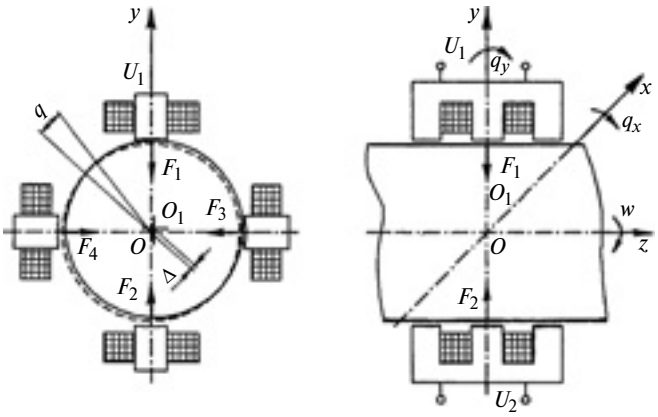


Рис. 1. Система автоматического управления гибридным магнитным подшипником

Из выражений (1) и (2) видно, что ГМП работоспособен, если отсутствует механический контакт между внутренним и внешним кольцами. С учетом допущения 5 можно утверждать, что зазор в каждом небольшом секторе образован двумя элементарными плоскостями. Электромагнитная сила системы управления ГМП между двумя элементарными плоскостями определяется [1] выражением

$$F = \frac{C_L}{2}\frac{i^2}{\delta^2}, \qquad (3)$$

где $C_L = \frac{\mu_0 w^2 S}{2}$ — расчетный параметр (S — площадь полюса электромагнита, w — число витков в катушке электромагнита); i — сила тока в электромагнитах; δ — рабочий зазор.

Зазор между валом и системой управления

$$\delta = \delta_0 - \Delta\cos q. \qquad (4)$$

Тогда с учетом выражений (3) и (4) электромагнитная сила системы управления определяется как

$$F = \int_{-\pi/4}^{\pi/4} \frac{C_L}{2}\frac{i^2}{(\delta_0 - \Delta\cos q)^2}\,\mathrm{d}q. \qquad (5)$$

Проинтегрировав уравнение (5) в указанных пределах, получим электромагнитные силы [5]:

для электромагнита *1*:

$$F_1 = \frac{C_L i^2}{2\delta^2}(k_{p1} - k_{p2});$$

для электромагнита *2*:

$$F_2 = \frac{C_L i^2}{2\delta^2}(k_{p3} - k_{p1}),$$

где $k_{p1} = \dfrac{4\mathrm{arctg}\left[\dfrac{0{,}41(\Delta^* + 1)}{\sqrt{1 - \Delta^{*2}}}\right]}{(1 - \Delta^{*2})^{1,5}}$;

$k_{p2} = \dfrac{1{,}74\Delta^*}{(\Delta^{*2} - 1)(\sqrt{2}\Delta/2 - 1)}$; $k_{p3} = \dfrac{1{,}74\Delta^*}{(\Delta^{*2} - 1)(\sqrt{2}\Delta/2 + 1)}$

($\Delta^* = \Delta/\delta_0$ — относительное перемещение).

Уравнение напряжения электромагнита [3]:

$$u = \frac{\mathrm{d}\psi}{\mathrm{d}t} + ri. \qquad (6)$$

Выражение (6) приводим к энергетическому виду умножением на $i\mathrm{d}t$:

$$ui\mathrm{d}t = i\mathrm{d}\psi + ri^2\mathrm{d}t,$$

где $ui\mathrm{d}t$ — энергия, получаемая системой от внешнего источника питания за время $\mathrm{d}t$; $ri^2\mathrm{d}t$ — энергия, расходуемая на нагревание обмотки за время $\mathrm{d}t$; $i\mathrm{d}\psi$ — приращение энергии, затрачиваемое на приращение магнитной энергии W_m и изменение зазора. Тогда $i\mathrm{d}\psi = \mathrm{d}W_m + F\mathrm{d}\Delta$.

Известно, что магнитная энергия и коэнергия связаны выражением

$$i\psi = W_m + W. \qquad (7)$$

Тогда выражение (7) принимает вид: $F\mathrm{d}\Delta = \mathrm{d}W - \psi\mathrm{d}i$.

С учетом допущения 2 получим: $\psi = L(\Delta)i$, где $L(\Delta)$ — индуктивность системы управления

$$L(\Delta) = \int_{-\pi/4}^{\pi/4} \frac{C_L}{(\delta_0 - \Delta\cos q)}\,\mathrm{d}q. \qquad (8)$$

Заменив в формуле (8) Δ на $\pm y$, получим выражения индуктивностей:

для электромагнита *1*

$$L(y) = \int_{-\pi/4}^{\pi/4} \frac{C_L}{(\delta_0 - y\cos q)}\,\mathrm{d}q; \qquad (9)$$

для электромагнита *2*

$$L(-y) = \int_{-\pi/4}^{\pi/4} \frac{C_L}{(\delta_0 + y\cos q)}\,\mathrm{d}q. \qquad (10)$$

Проинтегрировав выражения (9) и (10) в указанных пределах получим:

$$L(y) = 4\frac{C_L}{\delta_0}K_{L1}; \qquad (11)$$

$$L(-\mathrm{y}) = 4\frac{C_L}{\delta_0}K_{L2}, \qquad (12)$$

где $y^* = \dfrac{y}{\delta_0}$ — относительное перемещение по оси y;

$$K_{L1} = \frac{1}{\sqrt{1 - (y^*)^2}}\,\mathrm{arctg}\left[0{,}41\frac{1 + y^*}{\sqrt{1 - (y^*)^2}}\right];$$

$$K_{L2} = \frac{1}{\sqrt{1 - (y^*)^2}}\,\mathrm{arctg}\left[0{,}41\frac{1 + y^*}{\sqrt{1 - (y^*)^2}}\right].$$

Коэнергия магнитного поля

$$W = \frac{L(y)i^2}{2}. \qquad (13)$$

Тогда с учетом выражений (11) и (12) уравнение (13) принимает вид:

$$W = \frac{C_L}{2\delta_0}\frac{1}{\sqrt{1 - (y^*)^2}}\,\mathrm{arctg}\left[0{,}41\frac{1 + y^*}{\sqrt{1 - (y^*)^2}}\right]i^2.$$

Движение вала описывается уравнениями:

$$m\frac{\mathrm{d}y^2}{\mathrm{d}t^2} = \Sigma F_y; \quad m\frac{\mathrm{d}x^2}{\mathrm{d}t^2} = \Sigma F_x; \quad m\frac{\mathrm{d}z^2}{\mathrm{d}t^2} = 0,$$

где $\Sigma F_y = Q_y + F_{pm\,y} + F_{m\,y}$ — суммарная сила по оси y; Q_y — внешние механические силы, действующие на вал по оси y; $F_{pm\,y}$ — силы отталкивания, вызванные смещением колец постоянных магнитов по оси y; $F_{m\,y}$ — электромагнитные силы, действующие по оси y.

При математическом моделировании системы управления ГМП важно определить силы отталкивания постоянных магнитов. В работе [6] они определяются методом эквивалентного соленоида.

Силы отталкивания, направленные по оси x, имеют вид:

$$F_{pm\,x} = -\frac{2I^2\mu_0 w^2}{\pi} l \int\limits_{-\pi/2}^{\pi/2} \left(\frac{1}{d + 2\delta_0(1 - x^*\cos q)}\right)\cos q\,\mathrm{d}q,$$

где I — сила тока эквивалентного соленоида; l — осевая длина эквивалентного соленоида; d — толщина эквивалентного соленоида.

Силы отталкивания, направленные по оси y, находим из выражений:

$$F_{pm\,y} = \frac{2I^2\mu_0 w^2}{\pi} l \int\limits_{-\pi/2}^{\pi/2} \left(\frac{1}{d + 2\delta_0(1 - y^*\sin q)}\right)\sin q\,\mathrm{d}q;$$

$$F_{pm\,x} = f_r \int\limits_{-\pi/2}^{\pi/2} \left(\frac{1}{d + 2\delta_0(1 - x^*\cos q)}\right)\cos q\,\mathrm{d}q.$$

Здесь $f_r = -\dfrac{2I^2\mu_0}{\pi} w^2 l$.

Выполнив замену $b = d + 2\delta_0$ и $c = 2x$, получим:

$$F_{pm\,x} = f_r \int\limits_{-\pi/2}^{\pi/2} \left(\frac{\cos q}{b + c\cos q}\right)\mathrm{d}q. \qquad (14)$$

С учетом пределов интегрирования выражение (14) принимает вид [5]:

$$F_{pm\,x} = f_r\left(-\frac{\pi}{c} + \frac{b}{c}\left(\frac{2}{\sqrt{b^2 - c^2}}\operatorname{arctg}\frac{b + c}{\sqrt{b^2 - c^2}} - \right.\right.$$
$$\left.\left. - \frac{2}{\sqrt{b^2 - c^2}}\operatorname{arctg}\frac{c - b}{\sqrt{b^2 - c^2}}\right)\right). \qquad (15)$$

Условие эквивалентности соленоида и постоянных магнитов [7]:

$$J = \frac{Iw}{l}, \qquad (16)$$

где J — намагниченность постоянного магнита.

С учетом уравнения (16) выражение (15) принимает вид:

$$F_{pm\,x} = -\frac{2B_r^2}{\mu_0}\frac{L^3}{\pi c}\left(-\pi + \frac{2}{\sqrt{1 - c^2/b^2}}\operatorname{arctg}\frac{1 + c/b}{\sqrt{1 - c^2/b^2}}\right) -$$
$$- \left(\frac{2}{\sqrt{1 - c^2/b^2}}\operatorname{arctg}\frac{c/b - 1}{\sqrt{1 - c^2/b^2}}\right).$$

Составляющую силу по оси y определяем аналогично:

$$F_{pm\,y} = \frac{2B_r^2}{\mu_0}\frac{L^3}{\pi c_1}\left(\pi - \frac{2}{\sqrt{1 - c_1^2/b^2}}\operatorname{arctg}\frac{1 + c_1/b}{\sqrt{1 - c_1^2/b^2}} - \right.$$
$$\left. - \frac{2}{\sqrt{1 - c_1^2/b^2}}\operatorname{arctg}\frac{c_1/b - 1}{\sqrt{1 - c_1^2/b^2}}\right).$$

Баланс сил, действующих по оси x, определим так же, как и для сил, действующих по оси y.

Система нелинейных дифференциальных уравнений динамики ротора на ГМП:

$$m\frac{\mathrm{d}y^2}{\mathrm{d}t^2} = \frac{C_L}{2\delta_0^2}(2k_{p1y}(i_1^2 - i_2^2) - k_{p2y}i_1^2 + k_{p3y}i_2^2) +$$
$$+ Q_y + F_{pm\,y};$$

$$4\frac{C_L}{\delta_0}k_{L1y}\frac{\mathrm{d}i_1}{\mathrm{d}t} = U - \frac{C_L i_1}{2\delta_0^2}(k_{p1y} - k_{p2y})\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}t} - ri_1;$$

$$4\frac{C_L}{\delta_0}k_{L2y}\frac{\mathrm{d}i_2}{\mathrm{d}t} = U - \frac{C_L i_2}{2\delta_0^2}(k_{p3y} - k_{p1y})\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}t} - ri_2;$$

$$m\frac{\mathrm{d}x^2}{\mathrm{d}t^2} = \frac{C_L}{2\delta_0^2}(2k_{p1x}(i_3^2 - i_4^2) - k_{p2x}i_3^2 + k_{p3x}i_4^2) +$$
$$+ Q_x + F_{pm\,x};$$

$$4\frac{C_L}{\delta_0}k_{L1x}\frac{\mathrm{d}i_3}{\mathrm{d}t} = U - \frac{C_L i_3}{2\delta_0^2}(k_{p1x} - k_{p2x})\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} - ri_3;$$

$$4\frac{C_L}{\delta_0}k_{L2x}\frac{\mathrm{d}i_4}{\mathrm{d}t} = U - \frac{C_L i_4}{2\delta_0^2}(k_{p3x} - k_{p1x})\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} - ri_4;$$

$$F_{pm\,x} = -\frac{2B_r^2}{\mu_0}\frac{L^3}{\pi c}\left(-\pi + \frac{2}{\sqrt{1 - c^2/b^2}}\operatorname{arctg}\frac{(1 + c/b)}{\sqrt{1 - c^2/b^2}} - \right.$$
$$\left. - \frac{2}{\sqrt{1 - c^2/b^2}}\operatorname{arctg}\frac{(c/b - 1)}{\sqrt{1 - c^2/b^2}}\right);$$

$$F_{pm\,y} = \frac{2B_r^2}{\mu_0}\frac{L^3}{\pi c_1}\left(\pi - \frac{2}{\sqrt{1 - c_1^2/b^2}}\operatorname{arctg}\frac{1 + c_1/b}{\sqrt{1 - c_1^2/b^2}} - \right.$$
$$\left. - \frac{2}{\sqrt{1 - c_1^2/b^2}}\operatorname{arctg}\frac{c_1/b - 1}{\sqrt{1 - c_1^2/b^2}}\right).$$

При введении оператора дифференцирования $p = \dfrac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}$ выражения для канала управления по оси y принимают вид:

$$mp^2y = F_{m\,y} + Q_y + F_{pm\,y}; \qquad (17)$$

$$4\frac{C_L}{\delta_0}k_{L1y}pi_1 = U - \frac{C_L i_1}{2\delta_0^2}(k_{p1y} - k_{p2y})py - ri_1; \qquad (18)$$

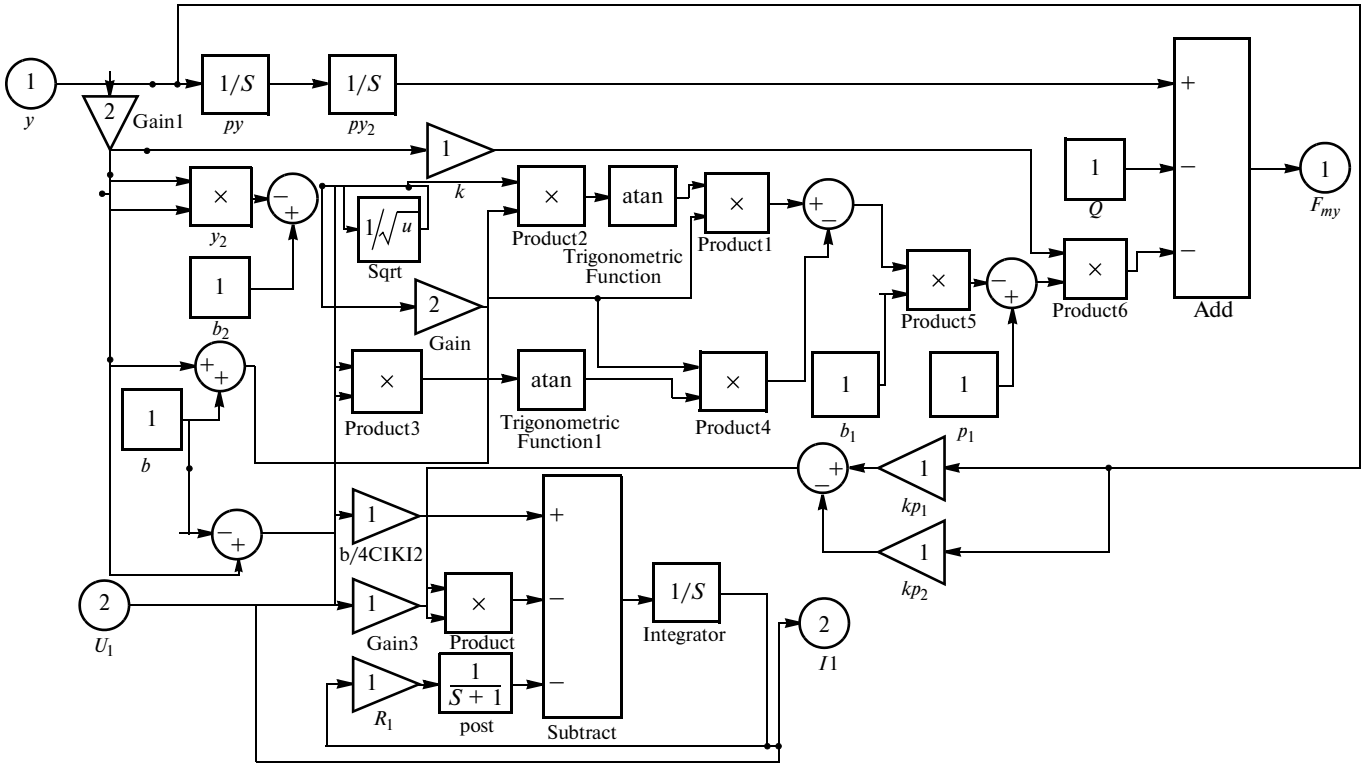


Рис. 2. Компьютерная модель канала системы управления по оси *y*

$$4\frac{C_L}{\delta_0}k_{L2y}pi_2 = U - \frac{C_L i_2}{2\delta_0^2}(k_{p3y} - k_{p1y})py - ri_2; \quad (19)$$

$$F_{pm\,y} = \frac{2B_r^2}{\mu_0}\frac{L^3}{\pi c_1}\left(\pi - \frac{2}{\sqrt{1 - c_1^2/b^2}}\operatorname{arctg}\frac{1 + c_1/b}{\sqrt{1 - c_1^2/b^2}} - \right.$$

$$\left. - \frac{2}{\sqrt{1 - c_1^2/b^2}}\operatorname{arctg}\frac{c_1/b - 1}{\sqrt{1 - c_1^2/b^2}}\right); \quad (20)$$

$$4\frac{C_L}{\delta_0}k_{L2y}pi_2 = U - \frac{C_L i_2}{2\delta_0^2}(k_{p3y} - k_{p1y})py - ri_2. \quad (21)$$

Ввиду сложности аналитического моделирования по представленным выражениям (17)—(21) разработана компьютерная модель, позволяющая исследовать динамические характеристики ГМП.

На рис. 2 представлена компьютерная модель канала системы управления силой в рабочем зазоре ГМП, где входными сигналами являются: перемещение y — поступает с датчика положения ротора; напряжение U_1 электромагнита *2*. Выходные показатели модели: электромагнитная сила по оси y; силы тока I_1 и I_2 в электромагнитах *1* и *2*.

Внешние силы принимаются постоянными и не зависят от смещения ротора относительно статора. Звенья Transfer Function 1 реализуют передаточную функцию $\frac{T_1 s + 1}{\tau s + 1}$ с постоянной времени электромагнита $T = L/r$.

Полученная математическая модель динамики ротора на ГМП позволяет исследовать зависимость электромагнитных характеристик ГМП от механических показателей системы.

Достоинством данной модели является возможность ее технической реализации посредством модуля Real-Time, входящего в состав Matlab Simulink [8], что упрощает экспериментальные исследования ГМП и их внедрение в технологический процесс.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Журавлев Ю. Н.** Активные магнитные подшипники: Теория, расчет, применение. СПб.: Политехника, 2003. 206 с.
2. **Верещагин В. П., Клабуков В. А.** Математическая модель магнитного подшипника // Вопросы электромеханики. Т. 112. 2009. С. 3—7.
3. **Вышков Ю. Д., Иванов В. И.** Магнитные опоры в автоматике. М.: Энергия, 1978. 160 с.
4. **Хайруллин И. Х., Исмагилов Ф. Р., Вавилов В. Е.** Определение влияния статического эксцентриситета на устойчивость гибридного магнитного подшипника // Вестник УГАТУ. Т. 16. 2012. С. 147—150.
5. **Бронштейн И. Н., Семендяев К. А.** Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. М.: Наука, 1986. 544 с.
6. **Хайруллин И. Х., Исмагилов Ф. Р., Вавилов В. Е.** Определение сил гибридного магнитного подшипника для высокоскоростных шпинделей // Вестник УГАТУ. Т. 16. 2012. С. 70—74.
7. **Альтман А. Б., Верниковский Э. Е.** Постоянные магниты: Справочник. М.: Энергия, 1980. 488 с.
8. **Герман-Галкин С. Г.** Matlab & Simulink. Проектирование мехатронных систем на ПК. СПб.: КОРОНА—Век, 2008. 368 с.

Цикл статей
"Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"
(под общей редакцией академика Российской инженерной академии и академии космонавтики, д-ра техн. наук Ю. Н. Дроздова)

УДК 621.43

В. А. КОЧЕНОВ, канд. техн. наук (НГСХА, г. Нижний Новгород),
e-mail: cheriraida@mail.ru

Естественный износ и проектирование приработанных трибосопряжений поршневых ДВС

Предложены конструкторские решения повышения долговечности и износостойкости трибосопряжений поршневых ДВС, учитывающие закономерности изнашивания, изменение и перераспределение нагрузок при их эксплуатации.

Ключевые слова: трибосопряжение, естественное изнашивание, площадь скольжения, давление.

Engineering solutions for enhancement of endurance and wearability of tribointerfaces of piston-like internal-combustion engines that considering wear-out relationships, load changing and reassignment during their operation, were offered.

Keywords: tribointerface, naturally occuring wear-out, slide square, pressure.

При всем многообразии конструкций, условий и режимов эксплуатации, износы трущихся поверхностей деталей поршневых двигателей подобны и имеют естественную закономерную форму, в большой степени зависящую от внутрицилиндрового давления газов, определяемого циклом работы двигателя. Проанализируем нагруженность деталей трибосопряжений кривошипно-шатунного механизма (КШМ) и цилиндропоршневой группы (ЦПГ) в зависимости от режима работы двигателя, который определяется законом движения коленчатого вала (КВ): $d\omega/dt = (M_i - M_c)/I$, где M_i — индикаторный момент; M_c — момент сопротивления; I — момент инерции; ω — частота вращения КВ; t — время.

Момент M_i в течение цикла остается постоянным при всех режимах работы двигателя. Для момента M_c можно выделить три режима работы:

1) установившийся скоростной и нагрузочный режим, при котором крутящий момент на КВ равен среднему в течение цикла индикаторному моменту ($M_i = M_{i\text{ср}}$);

2) режим перегрузки, при котором крутящий момент на КВ значительно больше среднего индикаторного момента ($M_c \gg M_{i\text{ср}}$);

3) режим торможения двигателем, при котором крутящий момент на КВ — отрицательный и значительно больше среднего индикаторного момента ($|M_i| \gg |M_{i\text{ср}}|$).

Момент I инерции для анализируемых режимов работы — постоянный.

Рассмотрим одноцилиндровый четырехтактный двигатель (рис. 1) и изменение его параметров (рис. 2): частоты ω вращения КВ; суммарного крутящего момента $M_{\text{кр}} = M_i - M_c$ КВ; силы P_A, действующей по оси цилиндра в сопряжении "палец—поршень"; нормальной силы N, действующей в сопряжении "поршень—цилиндр"; силы S, действующей по оси шатуна на подшипники верхней и нижней головок шатуна; тангенциальной силы T, действующей на коренные подшипники; силы K, действующей по кривошипу на коренные подшипники.

Для трибосопряжений ДВС менее нагруженным является установившийся скоростной и нагрузочный режим 1. С большим совпадением его повторяет режим 2 перегрузки. В режиме 3 торможения двигателем по сравнению с режимами 1 и 2 силы изменяются практически зеркаль-

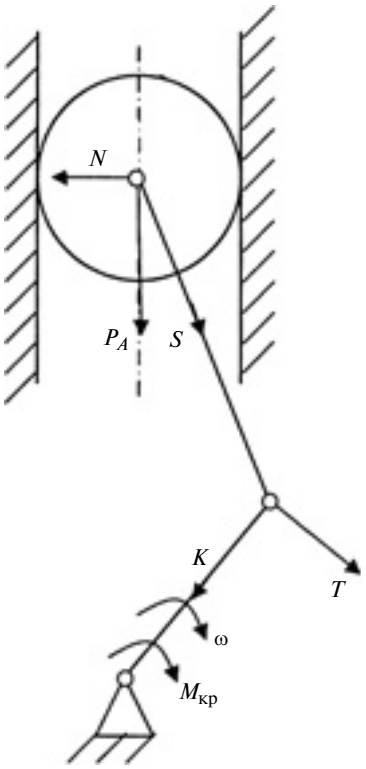


Рис. 1. Схема сил, действующих в КШМ

но. Такой характер нагрузок обусловлен внутрицилиндровым давлением газов, которое как при перегрузке, так и при торможении двигателем является основным.

Соответственно направлению нагрузок выделим два режима работы ДВС: 1) выработка энергии (двигательный); 2) потребление энергии (тормозной). Двигательный режим, как наиболее продолжительный при эксплуатации, определяет естественную форму износа деталей КШМ и ЦПГ. С точки зрения механических повреждений и поломок двигательный режим менее опасен, чем тормозной. При больших перегрузках двигатель может "самозащититься" — заглохнуть. Вследствие своей непродолжительности тормозной режим меньше влияет на форму износа деталей. С точки зрения случайных поломок — заклиниваний и др., тормозной режим опаснее двигательного. В тормозном режиме меняется направление нагрузки, детали занимают неприработанное, неоптимальное положение, несущая способность сопряжений снижается по сравнению с двигательным режимом.

Проанализируем износ деталей ЦПГ. Форма естественного износа цилиндра (рис. 3, *а*) может быть овальной, конусной, ступенчатой с переменной интенсивностью изнашивания в процессе эксплуатации. Овальность объясняется действием нормальной силы, определяющей рабочие (изнашивающиеся) поверхности цилиндра и поршня; конусность — более тяжелыми условиями работы вблизи камеры сгорания; ступенчатость — износом от компрессионных колец (ступени располагаются в зоне верхней мертвой точки, их число равно числу колец). Разный износ по ступеням объясняется интенсивным изнашиванием пары "цилиндр—верхнее кольцо" в начале эксплуатации и затем даль-

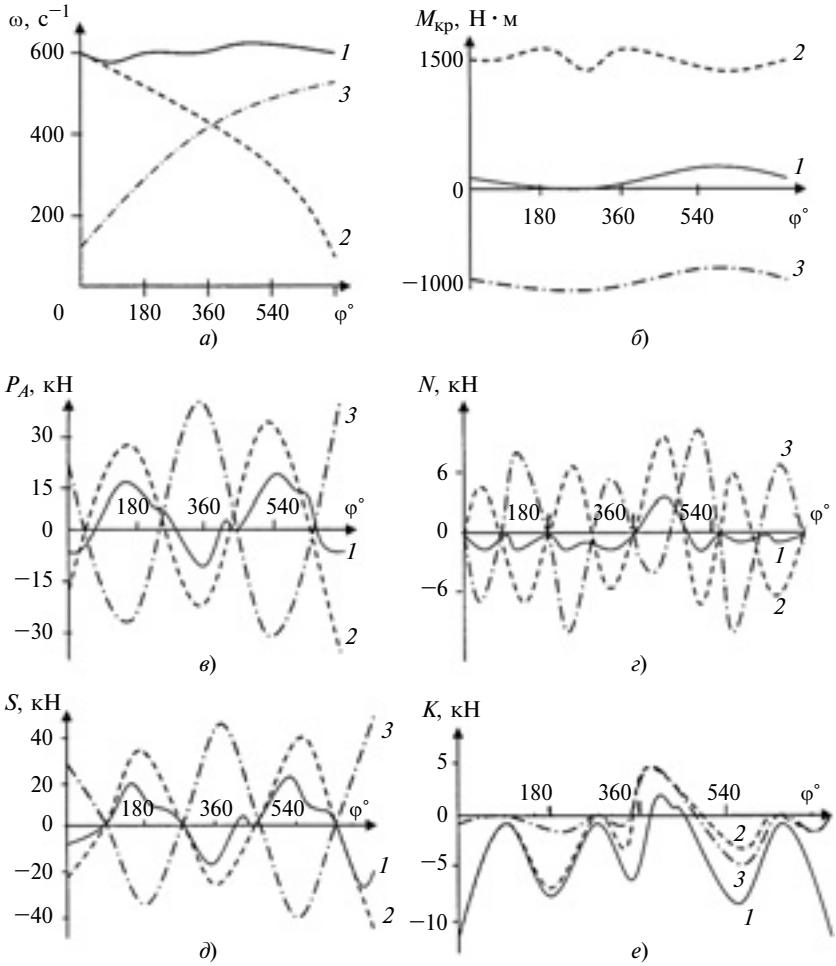


Рис. 2. Зависимости изменения частоты ω вращения КВ (*а*), крутящего момента $M_{ср}$ (*б*), силы P_A в сопряжении "поршневой палец—бобышка поршня" (*в*), силы *N* в сопряжении "поршень—цилиндр" (*г*), силы *S*, действующей на подшипники верхней и нижней головок шатуна (*д*), силы *K*, действующей на коренные подшипники КВ (*е*), от угла φ поворота КВ

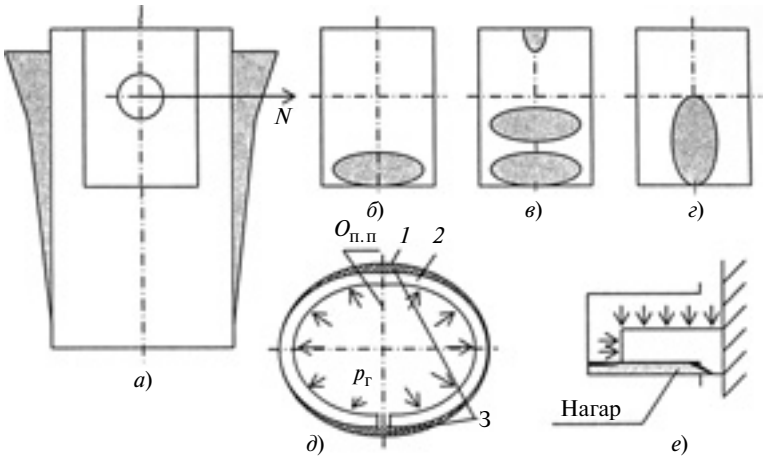


Рис. 3. Износы деталей ЦПГ:
а — цилиндра; *б—г* — поршня; *д* — поршневого пальца в результате прорыва газов по его оси; *е* — образование нагара в трибосопряжении "кольцо—канавка"; *N* — нормальная сила; $p_г$ — давление газов; $O_{п.п}$ — ось поршневого пальца; *1* — цилиндр; *2* — компрессионное кольцо; З — зазор в сопряжении "кольцо—цилиндр"

нейшим ее износом, а также перераспределением давления газов и повышением интенсивности изнашивания пар "цилиндр—нижние кольца".

Ошибкой проектирования деталей ЦПГ может быть неправильное определение температурных и нагрузочных деформаций цилиндра и поршня. Цилиндр может иметь брак, связанный с низкими триботехническими свойствами материалов, завышенными отклонениями размеров, нарушениями сборки двигателя. Низкие триботехнические свойства материалов повышают интенсивность изнашивания, не влияя, как правило, на естественную форму износа. Отклонения от круглости и цилиндричности зеркала есть результат неправильно определенной деформации цилиндра, а "неправильная" шероховатость — низких триботехнических свойств материала цилиндра. Завышенный диаметр зеркала цилиндра уменьшает его ресурс, заниженный — вызывает задиры трущихся поверхностей, поломку колец и заклинивание деталей. Некачественная сборка двигателя также является причиной неестественного износа трибосопряжений ЦПГ.

Эксплуатационными причинами преждевременного изнашивания цилиндра и ЦПГ в целом могут быть некачественные топливо и смазочные материалы, плохая очистка топлива и воздуха, нарушения температурных режимов работы двигателя. Износ трибосопряжений ЦПГ в большой степени зависит от загрязненности топлива и воздуха, а износ подшипниковых узлов скольжений КШМ — от загрязненности смазочного материала.

Естественный износ поршня характеризуется неравномерным износом юбки, нагаром и прогоранием поверхности по оси поршневого пальца, неравномерным износом канавок под кольца. Износ юбки, как и цилиндра, объясняется действием нормальной силы. Износ низа юбки (рис. 3, *б*) наблюдается у поршней двигателей, отработавших большую часть ресурса. Поверхности, примыкающие к днищу поршня (рис. 3, *в*), изнашиваются вследствие неправильно определенных температурных деформаций, неточных размеров деталей, перегрева двигателя. Две обособленные поверхности износа юбки наблюдаются у поршней, работающих со стуком. Форма износа на рис. 3, *г* свидетельствует о большом перекосе поршня в цилиндре, что обусловливает повышенный расход масла на угар. Нагар и прогорание поршня объясняются плохой герметичностью трибосопряжений ЦПГ, особенно при положении замка компрессионных колец по оси пальца (рис. 3, *д*). Под действием давления газов кольцо разгибается, и образуются повышенные зазоры З.

Неравномерный износ канавок объясняется их разной удаленностью от камеры сгорания. Для компрессионных колец характерен повышенный износ верхнего кольца, односторонний износ кольца по высоте и, как правило, больший износ кольца по сравнению с износом канавки (рис. 3, *е*). Давление газов влияет на износ поверхностей кольца, составляющих пару трения с цилиндром и пару трения с нижней стенкой канавки поршня. В процессе эксплуатации на канавке образуется нагар, защищающий ее от изнашивания, но ухудшающий триботехнические свойства и увеличивающий односторонний износ кольца.

Естественный износ шатунных сопряжений КВ характеризуется: равным износом сопряжений, относящихся к разным цилиндрам; односторонним износом шейки; большим износом верхнего вкладыша, расположенного в шатуне. Равный износ сопряжений объясняется одинаковыми нагрузками, смазыванием и т. д. Односторонний износ шейки и повышенный износ верхнего вкладыша объясняются переменным и циклическим характером нагрузок, действующих на сопряжение. Технологическими причинами неестественного износа являются нарушения геометрии трибосопряжений, включая вызываемые загрязнениями между вкладышами и шатуном. Эксплуатационный брак — результат неисправности смазочной системы и использования некачественных смазочных материалов. При плохой очистке масла абразивные частицы вдавливаются в мягкий антифрикционный слой вкладышей, повышая интенсивность изнашивания шейки вала.

Износ коренных сопряжений КВ характеризуется: неравномерным износом шейки; большим износом нижнего вкладыша, расположенного в крышке; различным износом сопряжений относительно друг друга; меньшими отклонениями от круглости сопряжений, находящихся рядом с маховиком. Неравномерный износ шейки и больший износ нижнего вкладыша, аналогичный износу шатунного сопряжения, объясняются неравномерным нагружением в течение цикла. Различный износ сопряжений относительно друг друга определяется конструктивными особенностями КШМ и двигателя в целом. Износ сопряжений, расположенных рядом с маховиком, объясняется тем, что маховик регулирует крутильные колебания и обладает гироскопическим эффектом, уменьшающим перекосы вала и пиковые нагрузки на близко расположенные к нему опоры. Дефекты изготовления коренных сопряжений аналогичны дефектам шатунных сопряжений. Дополнительными технологическими причинами неестественного износа являются несоосность коленчатого вала и постелей блока-

картера, нарушение балансировки вала. Кроме брака при изготовлении, эти дефекты могут являться следствием неправильного хранения и транспортировки. При эксплуатации брак коренных сопряжений аналогичен браку шатунных сопряжений.

Наибольшая нагруженность и максимальный износ трибосопряжений ДВС наблюдаются при прохождении поршнем верхней мертвой точки между тактами сжатия и расширения (рис. 4, *а*). Кроме высоких температур и нагрузок в этой точке нормальная сила N меняет направление, что приводит к перекладке поршня в цилиндре. Для плавности перекладки поршни изготовляют бочкообразными, такими же предлагается выполнять и компрессионные кольца (рис. 4, *б*). Бочкообразная форма обеспечивает стабильные площадь скольжения и давление на трущиеся поверхности сопряжений "цилиндр—кольцо" и "кольцо—канавка" [1]. Изменение зазора между кольцом и канавкой необходимо для того, чтобы во время перекладки поршень не захватывал и не отрывал кольцо от цилиндра [2]. При этом уменьшится вероятность прорыва газов между кольцом и цилиндром, снизится сухое трение, уменьшатся задиры трущихся поверхностей и ступенчатость износа зеркала цилиндра.

Интенсивность изнашивания $\mathrm{d}I/\mathrm{d}\tau$ зависит от давления p на трущиеся поверхности: $\mathrm{d}I/\mathrm{d}\tau = kp^m$, где k, m — коэффициенты. Для уменьшения пиковых давлений, характерных для ДВС, наиболее нагруженные секторы сопряжений должны иметь направленно увеличенную площадь скольжения. Например, нижний вкладыш опор КВ современных двигателей изготовляют без канавки для смазочного материала. В результате увеличения площади скольжения в момент максимальной нагрузки давление на трущиеся поверхности снижается.

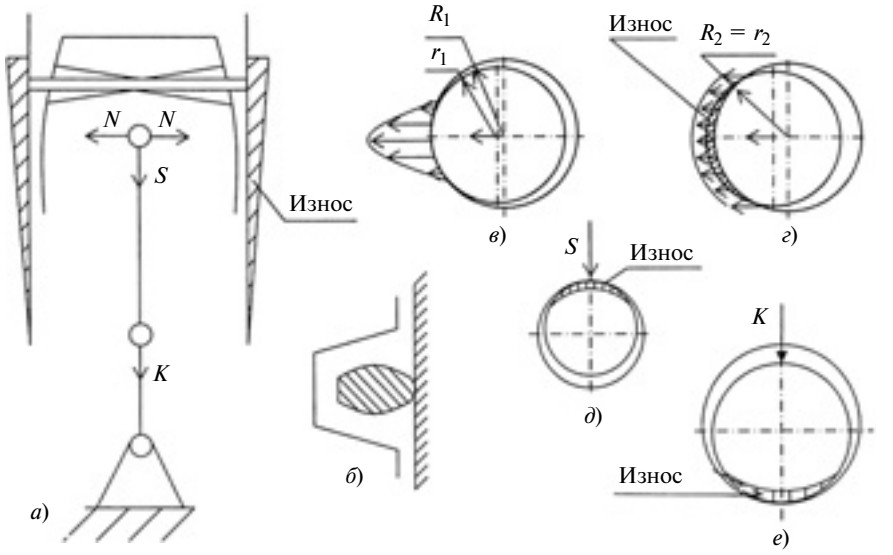


Рис. 4. Расположение естественных износов:
а — максимального деталей ЦПГ; *б* — сопряжения "поршень—кольцо—цилиндр" с бочкообразным кольцом и переменным зазором между кольцом и канавкой; *в* и *г* — при распределении нагрузки соответственно в неприработанном и приработанном сопряжении "поршень—цилиндр"; *д* и *е* — при распределении нагрузки в шатунном и коренном сопряжениях КВ

Аналогичный результат можно получить, если выполнить детали с геометрическими параметрами, соответствующими приработанным, т. е. изношенным [3, 4]. Например, в зоне максимального износа (рис. 4, *в*) юбку поршня изготовить с радиусом, равным радиусу цилиндра (рис. 4, *г*). Приработанную форму предлагается придать шатунным и коренным сопряжениям КВ (рис. 4, *д*, *е*).

Кроме увеличения площади скольжения и перераспределения нагрузки в трибосопряжении в процессе эксплуатации ДВС изменяются нагружающие силы и моменты. Предположим, что при минимальных зазорах, характерных для начала эксплуатации, КВ работает по схеме "нежесткий вал—жесткие опоры" (рис. 5, *а*). Допустим, что сила K, действующая по кривошипу, деформировала вал, нарушила его уравновешенность, привела к появлению силы инерции $P_j = mr\omega^2$, где $mr = D$ — дисбаланс от прогиба вала, определяемый произведением массы m и радиуса r; ω — частота вращения. Сила инерции от деформации вала, увеличивая изгиб, увеличивается сама, соответственно реакции опор и давление на трущиеся поверхности растет лавинообразно.

Эксплуатационный износ и увеличение зазоров уменьшают жесткость опор. Заменим КВ системой из приведенных масс и исследуем работу схемы "жесткий вал—нежесткие опоры" (рис. 5, *б*). В предложенной схеме ось O_3 вращения совпадает с осью O_2 опор и не совпадает с главной инерционной осью и осью O_1 балансировки вала. Если точка пересечения осей находится между опорами и толщина смазочного слоя между трущимися поверхностями равна нулю, то максимальный угол перекоса $\psi = \mathrm{arctg}З/L$, где З — диаметральный зазор между валом и подшипником; L — расстояние между опорами. Сила инерции конструктивного элемента вала: $M_{O_{1,2,3}} = P_j(L^1 - r^1)$.

Момент с плечом L^1 всегда направлен в сторону увеличения перекоса, а момент с плечом r^1 — в сторону его уменьшения. Перекос увеличивается при размеще-

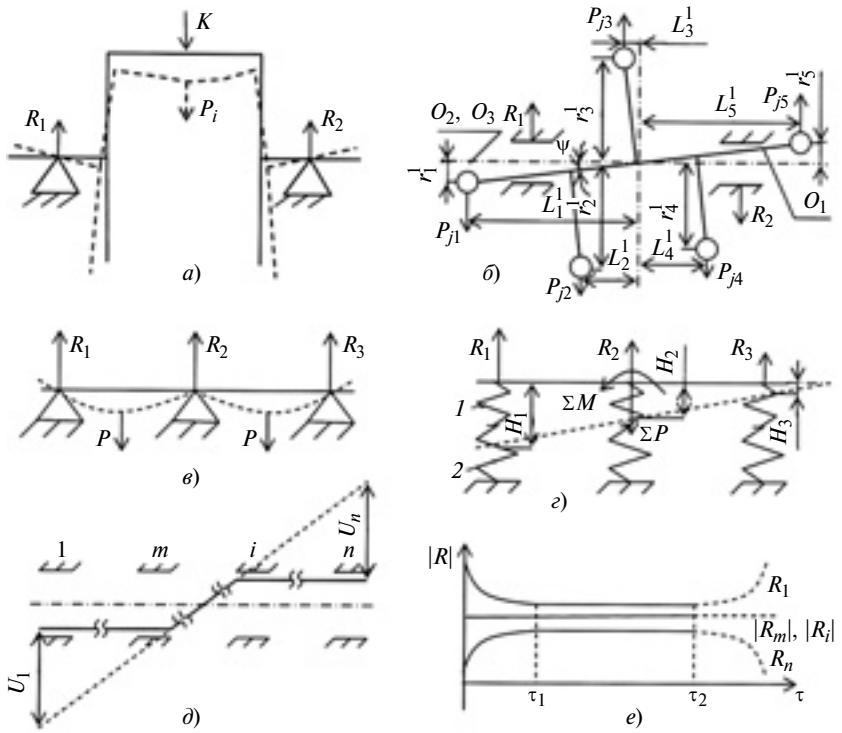


Рис. 5. Схемы изменения инерционных нагрузок P_j при разной жесткости КВ и коренных опор (*а* и *б*), расчета реакций опор статически неопределимого вала (*в* и *г*), приработки сопряжений и перераспределения реакции $|R|$ опор за период эксплуатации (*д* и *е*)

нии инерционных масс по краям (увеличении L) и уменьшается при увеличении радиуса r центра масс, при $r > 0{,}71L$ коленчатый вал обладает гироскопическим эффектом — "сопротивляется" перекосу, самоустанавливается.

В статически неопределимых системах реакции R опор зависят от относительной жесткости вала и опор. Для системы "нежесткий вал—жесткие опоры" реакции опор рассчитывают по схеме разрезной балки (рис. 5, *в*), а для системы "жесткий вал—нежесткие опоры" — по схеме неразрезной балки (рис. 5, *г*). Для обеих схем работы при изменении жесткости любой из опор, в том числе в результате износа, изменяются реакции всех опор и распределение нагрузки по опорам. Для определения закономерностей перераспределения нагрузки выделим в опорах упругий элемент *1*, эквивалентный жесткости смазочного слоя, и упругий элемент *2*, эквивалентный жесткости конструктивных элементов опор. Силы и моменты, действующие на вал, заменим суммами сил ΣP и моментов ΣM.

Определим смещение вала в первой опоре: $H_1 = R_1(E_{11} + E_{21})/E_{11}E_{21} = R_1\varepsilon_1$, где R_1 — реакция первой опоры; $\varepsilon_1 = (E_{11} + E_{21})/E_{11}E_{21}$ — приведенная жесткость первой опоры; E_{11} и E_{21} — жесткости соответственно смазочного слоя и конструктивных элементов опоры.

Аналогично определим H_2 и H_3. Выразим смещение вала во второй опоре относительно первой и третьей: $H_2 = 0{,}5(H_1 + H_3)$, и, используя уравнения статики, определим реакции опор КВ. Например, для трехопорного вала реакция первой опоры:

$$R_1 = \frac{2\Sigma P\varepsilon_1\varepsilon_3 L + \Sigma M(\varepsilon_1\varepsilon_2 + 2\varepsilon_1\varepsilon_3)}{L\varepsilon_1\varepsilon_2 + 4L\varepsilon_1\varepsilon_3 + L\varepsilon_2\varepsilon_3}.$$

Анализ показал, что в начале эксплуатации при равной жесткости опор реакции пропорциональны смещению вала в опорах: $R_1 > R_2 > R_3$. В процессе изнашивания опор вал стремится занять положение, обеспечивающее максимальную площадь скольжения (рис. 5, *д*), реакции опор выравниваются и для n-опорного вала будут: $|R_1| \approx |R_m| \approx |R_i| \approx |R_n|$ (рис. 5, *е*). Максимально загруженные опоры разгружаются за счет перераспределения нагрузки на опоры, минимально нагруженные в начале эксплуатации. С учетом оптимизации распределения нагрузки коренные сопряжения многоопорных КВ предлагается изготовлять с разными зазорами [5].

Предлагаемая методика проектирования трущихся поверхностей деталей ДВС основана на адекватности оптимальных и приработанных геометрических параметров трибосопряжений, создаваемых в процессе естественного изнашивания.

Для уменьшения времени обкатки и повышения долговечности и износостойкости предлагается трибосопряжения ДВС изготовлять с геометрическими параметрами, соответствующими приработанным.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 100142 Рос. Федерации.** Цилиндропоршневая группа двигателя внутреннего сгорания.

2. **Пат. 112281 Рос. Федерации.** Герметизирующее сопряжение.

3. **Пат. 10786 Рос. Федерации.** Цилиндропоршневая группа.

4. **Пат. 2166113 Рос. Федерации.** Узел скольжения.

5. **Пат. 2079013 Рос. Федерации.** Подшипниковый узел скольжения.

УДК 621.822

А. В. ОРЛОВ, канд. техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), тел.: 8(499) 135-45-60

Динамические нагрузки в шарикоподшипниках, возникающие в результате их изнашивания

Приведен расчет динамических нагрузок, вызванных изнашиванием рабочих поверхностей шарикоподшипника, показаны пути их снижения.

Ключевые слова: шарикоподшипник, износ, колебания, динамические нагрузки.

Dynamic loads brought about by wear out of working area of multiball bearing design was presented. These loads dropping techniques were shown.

Keywords: multiball bearing, wear out, vibration, dynamic loads.

В статье [1] показано, что при работе подшипника его вращающееся кольцо совершает радиальные колебания относительно неподвижного кольца, причем амплитуда колебаний растет пропорционально зазору в подшипнике. Практический интерес представляет величина динамической нагрузки, вызываемой этими колебаниями.

Принимаем, что в рассматриваемый момент на подшипник действует радиальная нагрузка R, вектор которой проходит через центр одного из шаров. Вращается внутреннее кольцо, ось O_1 которого смещена в направлении вектора R относительно оси O_2 подшипника на величину $\delta = \delta_0 + Z/2 + h$. Здесь Z — заданный диаметральный зазор; h — суммарный линейный износ нагруженных поверхностей качения в направлении O_2Y; $\delta_0 = C(Q_0)^{2/3}$ — суммарная контактная деформация шара и обоих колец в том же направлении, определяемая в соответствии с зависимостями, приведенными в работах [2, 3], где C — коэффициент упругой податливости подшипника [2, 3]; Q_0 — нагрузка на наиболее нагруженном шаре.

После поворота комплекта тел качения (КТК) на некоторый угол α расположение шаров относительно вектора нагрузки меняется, происходит перераспределение нагрузки, расстояние между осями колец становится равным δ_α, которое определяем из формулы

$$R = \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{\delta_\alpha \cos\gamma_i - Z_i}{C} \right)^{3/2} \cos\gamma_i. \qquad (1)$$

Для стальных подшипников при наиболее употребимом соотношении радиуса желоба к диаметру шара $r_ж/2r = 0{,}515$ можно с погрешностью не более 3 % принять $C = 33 \cdot 10^{-5}/r^{1/3}$. Зазор между шаром i и внутренним кольцом (рис. 1) определяем по формуле

$$Z_i = \{[(r_2 - r)\cos\gamma_i - f']^2 + [(r_2 - r)\sin\gamma_i]^2\}^{1/2} - r_1 - r - f. \qquad (2)$$

Здесь r, r_1, r_2 — номинальные радиусы шара, внутреннего *1* и наружного *2* колец по дну желоба соответственно без поправки на износ и задаваемый зазор; f — эксцентриситет колец до нагружения внешней нагрузкой при положении шаров, когда центр одного из них лежит на линии вектора нагрузки; f' — эксцентриситет при положении КТК, когда угол между этой линией и центром ближайшего к ней шара равен β:

$$f' = (r_2 - r)\cos\beta - \{(r_1 + r - f) + [(r_2 - r)\sin\beta]^2\}^{1/2}. \qquad (3)$$

При $\beta = 0$ получим $f' = f$, поскольку сюда входят номинальные значения радиусов и, следовательно, $r_2 - r = r_1 + r$.

Формула (2) получена из условия, что износ h относится целиком к внутреннему кольцу, которое в большинстве случаев является ведущим и поэтому, как более нагруженное тангенциальными силами, изнашивается сильнее. Если вращается наружное кольцо (что встречается сравнительно редко) или известно распределение износа по всем поверхностям качения, то в формулу необходимо внести поправки в соответствии с логикой решения, изложенной в работе [1].

Как показывает расчет, упругая податливость подшипника имеет наибольшее значение, когда вектор нагрузки проходит через центр одного из

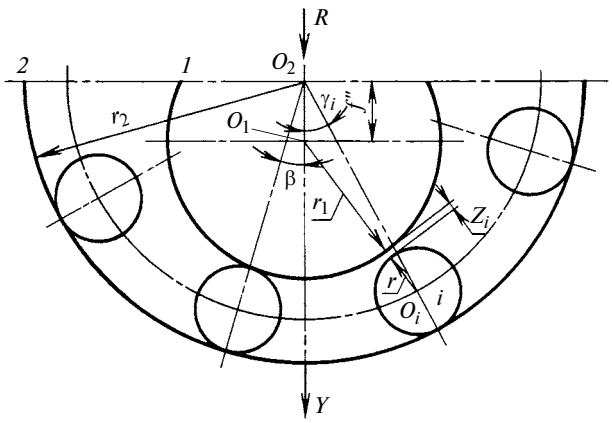


Рис. 1. Схема зазоров в ненагруженном подшипнике

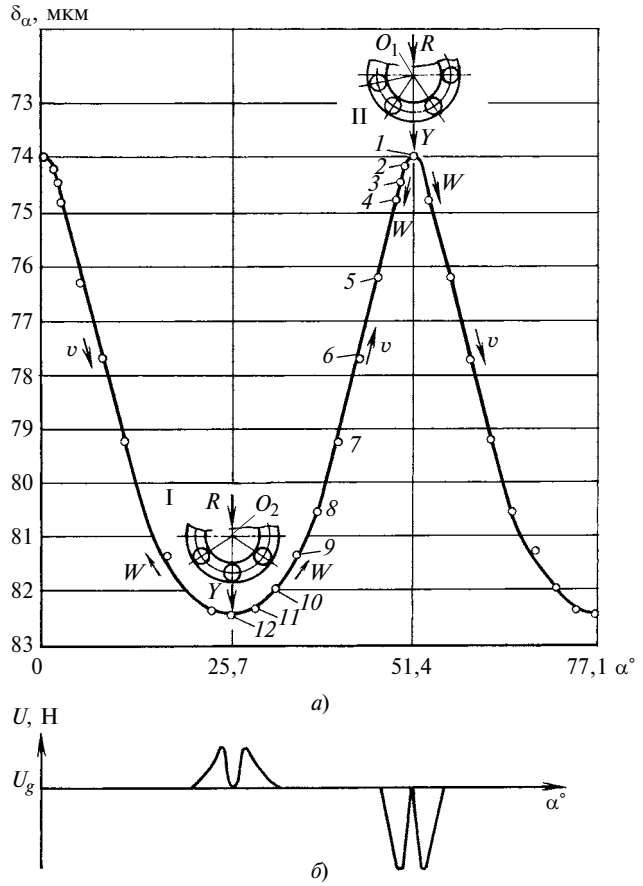


Рис. 2. Амплитуда колебаний вращающегося кольца относительно неподвижного кольца (*а*) и вызываемые колебаниями динамические нагрузки (*б*)

шаров (положение I, рис. 2, *а*), и наименьшее, когда основная нагрузка приходится на два шара, расположенные симметрично относительно линии вектора нагрузки (положение II). Это вызывает колебания вращающегося кольца, не связанного жестко с неподвижными деталями узла. Отметим, что эти колебания практически отсутствуют в неизношенном подшипнике с заранее заданным регламентированным зазором, установленным экспериментальным путем. Неравномерность распределения нагрузки в этом случае, по-прежнему, имеет место, но является недостаточной для возбуждения колебаний.

В таблице в качестве примера приведены расстояния δ_α между осями колец подшипника 307 при нагрузке 14 кН, зазоре $f = 0{,}5Z + h = 0{,}05$ мм и углах α поворота в пределах половины углового шага, который в данном случае при числе шаров $z = 7$ равен 51,4°. Далее, до поворота на полный угловой шаг положение оси O_1 и распределение нагрузки зеркально повторятся на первой половине шага, т. е. будут симметричны относительно оси O_2Y. Наружное кольцо с минимальным зазором, что позволяет ему медленно поворачиваться в процессе работы, установлено в корпусе узла. Внутреннее кольцо вращается вместе с жестко соединенными и близко к нему расположенными деталями (вал, муфта, шкив или шестерня), совершая колебательные движения с амплитудой $(\delta_\alpha)_{max} - (\delta_\alpha)_{min}$. В верхней точке кривой $[\delta_\alpha = f(\alpha)]$ жесткость подшипника, обратно пропорциональная его упругой податливости, достигает максимума, кольцо за очень короткий промежуток времени меняет направление движения на противоположное. Возникает ситуация, близкая к наезду не приторможенного автомобиля на устройство, называемое "лежачим полицейским".

Найдем скорость подъема кольца на участке между точками *5* и *3* (см. таблицу) в момент, предшествующий удару. За время поворота КТК на угол $\Delta\alpha = 4{,}7 - 1 = 3{,}7°$ кольцо перемещается на расстояние $\Delta S = 76{,}17 - 74{,}50 = 1{,}67$ мкм. Повороту на 3,7° при частоте вращения n соответствует отрезок времени $\Delta t_1 = 3{,}7/360n$. Приняв $n = 50$ с$^{-1}$, получим скорость подъема $v_{5-3} = \Delta S/\Delta t = 1{,}67 \cdot 10^{-6}/2{,}05 \cdot 10^{-4} = 0{,}081$ м/с.

Чтобы определить ускорение, найдем время Δt_2, за которое эта скорость падает до нуля.

Разобьем участок между точками *5* и *1* на два (рис. 2, *а*): прямолинейный (точки *5—3*) и криволинейный (точки *3—1*). Обозначим $\alpha = x$ и $\delta_\alpha = y$. Анализ показал, что первый участок можно представить зависимостью

$$y_1 = 74{,}50 + 0{,}451(x - 1), \qquad (4)$$

второй зависимостью

$$y_2 = 74{,}02 + 0{,}96x^2 - 0{,}48x^4. \qquad (5)$$

Линии, определяемые зависимостями (4) и (5), расходятся в точке $X_1 = 0{,}65$. Из зависимости (5)

Показатель	Номер точки на рис. 2											
	1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*	*12*
α_i^o	0	0,5	1,0	1,7	4,7	7,7	10,7	13,7	16,7	19,7	22,7	25,7
δ_i, мкм	74,02	74,23	74,50	74,78	76,17	77,73	79,20	80,23	81,30	82,00	82,30	82,47

очевидно, что максимальному ускорению (со знаком "−") соответствует точка $X_1 = 0{,}577$. Принимая в расчет время, соответствующее $X = \alpha = 0{,}6°$ при $n = 50$ с$^{-1}$ получим: $\Delta t_2 = 0{,}6/360 \cdot 50 = 3{,}33 \cdot 10^{-5}$ с; тогда ускорение $W = \Delta v/\Delta t_2 = 0{,}81 \cdot 10^{-2}/3{,}33 \cdot 10^{-5} = 243$ м/с^2. Заметим, что найденное ускорение является осредненным по принятому углу выхода (0,6°). Однако учитывая малость этого угла в сравнении с угловым шагом шаров, а также инерционность связанных с вращающимся кольцом масс, принятое приближение можно считать допустимым.

Если общий вес кольца и жестко связанных с ним и близко расположенных деталей равен, например, 20 Н, то динамическая нагрузка $U_g = mW = 243 \cdot 0{,}2 = 48$ кгс = 480 Н.

Расчет для второго перегиба кривой $\delta_\alpha = f(\alpha)$ — участок между точками *10* и *12*, аналогичен приведенному выше (см. рис. 2, *а*).

Причиной возникновения вибраций в качественно изготовленном подшипнике является изменение его жесткости при вращении, вызываемое неравномерным распределением нагрузки по телам качения. Поэтому в рамках отработанных технологий наиболее эффективным средством повышения стабильности работы подшипников, подверженных износу, является увеличение числа тел качения. Если позволяют габаритные размеры опорного узла, то целесообразно применение подшипников с двухрядным змеевидным расположением шаров или с разрезным кольцом и сепаратором с минимальным расстоянием между гнездами. При достаточном запасе грузоподъемности число шаров может быть увеличено за счет уменьшения их диаметра.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Орлов А. В.** Влияние износа на стабильность работы шарикоподшипников // Вестник машиностроения. 2011. № 6. С. 42—46.
2. **Решетов Д. Н.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
3. **Макушин В. М.** Упругие перемещения и напряженное состояние в местах силового контакта деталей // Расчеты на прочность в машиностроении / Под ред. С. Д. Пономарева. М.: Машгиз, 1958. Т. 2. С. 386—486.

УДК 621.922.029:621.9.048

Ш. А. БАХТИАРОВ, В. В. ВОЛКОВ, кандидаты технических наук, Ю. Н. АБУБЕКЕРОВА (Пензенская государственная технологическая академия), А. Г. ТУДОСКА (ООО "СТМ-Технологии", г. Пенза), e-mail: vv@pgta.ru

Повышение эффективности контактно-эрозионного профилирования алмазных шлифовальных кругов и алмазного профильного круглого шлифования

Рассмотрен способ контактно-эрозионного профилирования алмазных кругов на металлических связках составным дисковым электродом-инструментом, повышающий производительность путем увеличения высоты профиля электрода-инструмента без снижения точности.

Ключевые слова: контактно-эрозионное профилирование, алмазный шлифовальный круг, металлическая связка, электрод-инструмент, профильное шлифование.

Diamond-charged grinding wheels on matrix metal contact-erosive profiling technique using composite disk electrode-MIDI device was examined. This technique enhances output through electrode device profile height increase without reducing accuracy.

Keywords: contact-erosive profiling, diamond grinding wheel, matrix metal, electrode-MIDI device, profile grinding.

Контактно-эрозионное профилирование — прогрессивный метод формирования профильных поверхностей алмазных шлифовальных кругов (АШК) на металлических связках, для которого характерны высокие технико-экономические показатели.

При профилировании методом копирования [1, 2 и др.] высота профиля фасонного электрода-инструмента (ЭИ) ограничена требуемой высотой профиля АШК. Это не позволяет увеличить длину дуги контактно-эрозионного взаимодействия ЭИ и АШК, от которой существенно зависит производительность обработки [3, 4].

В статье рассмотрен способ [5, 6] контактно-эрозионного профилирования АШК с кольцевой канавкой прямоугольной формы на периферии, который позволяет увеличить производительность и управлять ею путем изменения высоты профиля ЭИ. Профилирование осуществляют по схеме круглого глубинного шлифования составного дискового ЭИ (катод) алмазным кругом (анод).

На рис. 1 показан конечный этап профилирования, когда на алмазном круге *1* уже сформирована кольцевая канавка необходимого профиля. АШК профилируют дисковым ЭИ, который состоит из внутренней *2* и наружной *4* частей, электрически изолированных прокладкой *3*.

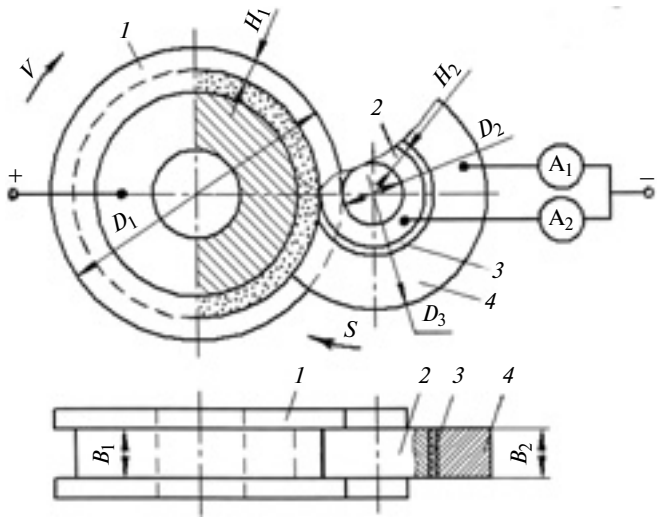


Рис. 1. Схема контактно-эрозионного профилирования алмазного шлифовального круга составным дисковым ЭИ

Общая длина дуги контактно-эрозионного взаимодействия АШК с ЭИ определяется суммой длин дуг контакта с внутренней *2* и наружной *4* частями ЭИ. Длину дуги можно регулировать изменением диаметра D_3 наружной части ЭИ. Высота H_2 буртика (выступа) внутренней части *2* ЭИ соответствует требуемой глубине H_1 канавки АШК *1*, а ширина B_2 буртика и наружной части *4* ЭИ — ширине B_1 канавки.

Вращающийся АШК сближают с ЭИ до касания его периферийной поверхности диаметром D_1 с цилиндрической поверхностью диаметром D_2 внутренней части *2* ЭИ и задают круговую подачу S ЭИ в направлении, встречном вращению (V) алмазного круга.

С помощью амперметров A_1 и A_2 контролируют контактно-эрозионный процесс в зоне взаимодействия АШК соответственно с наружной и внутренней частями ЭИ, подключенными к отрицательному полюсу источника постоянного тока.

Окончание контактно-эрозионного взаимодействия алмазного круга *1* с внутренней частью *2* ЭИ свидетельствует об образовании на АШК кольцевой канавки с профилем, аналогичным профилю буртика внутренней части *2* ЭИ. Критерием окончания указанного контактно-эрозионного взаимодействия и, следовательно, процесса профилирования является, например, отсутствие рабочего тока в цепи амперметра A_2. Дальнейшее профилирование недопустимо, так как приведет к искажению (увеличению глубины H_1) профиля АШК.

Таким образом, составная конструкция ЭИ позволяет увеличить его диаметр (высоту профиля) и длину дуги контактно-эрозионного взаимодействия с АШК без снижения точности профилирования. Это способствует повышению производительности контактно-эрозионного профилирования и управления ею путем подбора соответствующего диаметра D_3 ЭИ.

Прогрессивной обработкой сложнофасонных деталей из труднообрабатываемых материалов является профильное алмазное шлифование, для повышения эффективности которого существуют различные технологические приемы, направленные на увеличение стойкости профиля АШК: пластическое деформирование [1]; изменение технологических режимов и условий контактно-эрозионного профилирования [7, 8]; коррекция режимов и условий традиционного [9] и контактно-эрозионного [10] шлифования; контактно-эрозионное легирование поверхностного слоя связки АШК [11, 12] и т. п. Однако для традиционных способов шлифования характерен сравнительно высокий расход алмазов, так как при восстановлении одного изношенного наименее износостойкого периферийного участка профильного шлифовального круга удаляют алмазоносный слой по всему профилю.

Рассмотрим способ алмазного профильного круглого шлифования кольцевых канавок [13, 14], например прямоугольной формы, позволяющий повысить точность обработки и уменьшить расход алмазов изменением кинематики шлифования, а также допускающий применение вышеизложенных технологических приемов повышения стойкости АШК.

Алмазному кругу *1* радиусом R сообщается вращение V, а заготовке *2* радиусом r — круговая подача S (рис. 2). При этом ось O_1 вращения АШК смещена на расстояние h от его оси O симметрии в радиальном направлении O_1O_2 от обрабатываемой поверхности (другое крайнее положение АШК, когда он находится вне контакта с заготовкой, показано штрихпунктирной линией с двумя точками). Расстояние h превышает половину глубины t шлифования за один оборот заготовки, что обеспечивает работу АШК только участком AB периферийной поверхности.

После износа профиля АШК на участке AB его поворачивают вокруг оси O на угол, определяемый по формуле

$$\alpha = \arcsin\frac{\sqrt{[(2R+r-t)^2-r^2][r^2-(r-t)^2]}}{2R(R+r-t)}$$

и продолжают шлифование.

Соблюдение указанных кинематических условий как при наружном (рис. 2, *а*), так и при внутреннем (рис. 2, *б*) круглом шлифовании обеспечивает следующее. АШК шлифует не всей периферийной поверхностью, а лишь небольшим участком AB, поэтому сначала изнашивается только этот участок, после чего поворотом АШК на

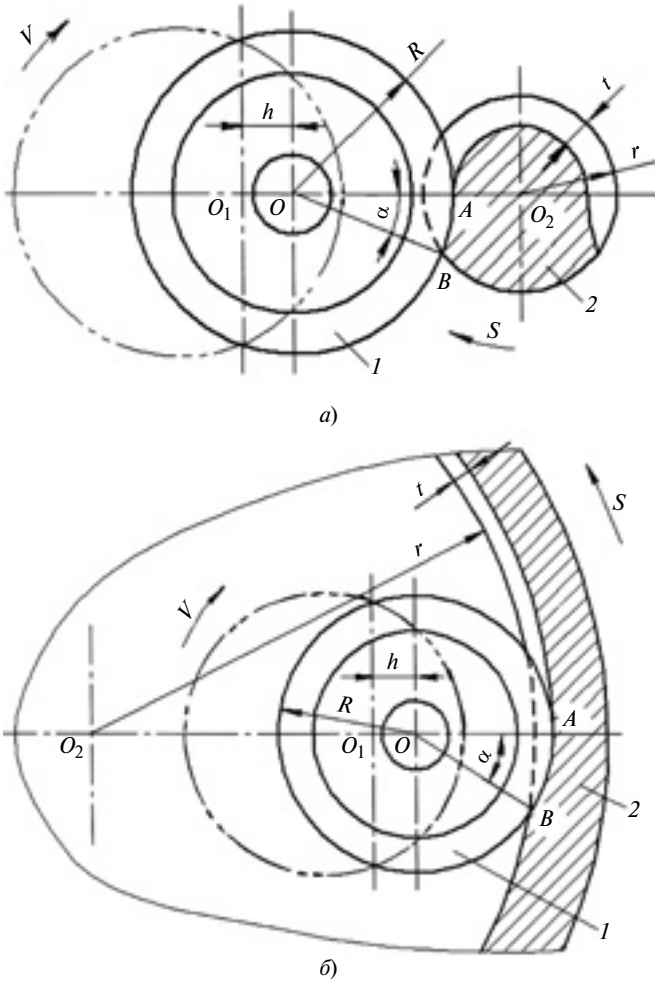


Рис. 2. Схемы наружного (*а*) и внутреннего (*б*) круглого профильного алмазного шлифования

угол α в работу вводится другой, еще неизношенный участок, затем — следующий и т. д. Таким образом, каждый новый участок является калибрующим относительно предыдущего изношенного участка. Это обеспечивает достаточно высокую и одинаковую точность большой партии обработанных деталей без дополнительного профилирования (восстановления профиля) АШК, способствуя тем самым снижению расхода алмазов.

Кроме того, для уменьшения расхода алмазов изношенные участки профиля АШК можно использовать при предварительном шлифовании, причем многократно и с последовательной заменой более изношенных участков менее изношенными. При этом общую глубину шлифования задают не более высоты профиля, оставшегося на шлифующем участке АШК.

Рассмотренный.способ шлифования можно осуществлять и методом контактно-эрозионного шлифования (АШК — анод, заготовка — катод).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Чачин В. Н., Дорофеев В. Д.** Профилирование алмазных шлифовальных кругов. Минск: Наука и техника, 1974. 160 с.
2. **Ящерицын П. И., Дорофеев В. Д., Пахалин Ю. А.** Электроэрозионная правка алмазно-абразивных инструментов. Минск: Наука и техника, 1981. 232 с.
3. **Bakhtiarov Sh. A.** Improvement of contact erosion dressing of diamond wheels with an end working surface // Soviet Engineering Research. 1987. V. 7. N 12. P. 56, 57.
4. **Бахтиаров Ш. А.** Контактно-эрозионная правка алмазных кругов // Автоматизация и современные технологии. 2003. № 12. С. 9—11.
5. **А. с. 1815039 СССР:** МКИ^5 В 23 Н 7/00. Способ контактно-эрозионного профилирования алмазных кругов.
6. **Бахтиаров Ш. А., Волков В. В.** Повышение эффективности контактно-эрозионного профилирования алмазных кругов и алмазного профильного шлифования // Вестник машиностроения. 2010. № 6. С. 71—73.
7. **Бахтиаров Ш. А.** Контактно-эрозионная правка алмазных торцовых кругов // Автоматизация и современные технологии. 2002. № 1. С. 25—27.
8. **Бахтиаров Ш. А.** Повышение эффективности контактно-эрозионной правки алмазных кругов на металлических связках // Вестник машиностроения. 2008. № 1. С. 45—47.
9. **Пат. 2055717 Рос. Федерации:** МПК^6 В 24 В 1/00, В 23 Н 7/00. Способ шлифования.
10. **Bakhtiarov Sh. A.** Improvement of diamond electroerosion grinding // Russian Engineering Research. 1995. V. 15. N. 12. P. 84—85.
11. **Бахтиаров Ш. А.** Повышение стойкости профиля алмазных кругов // СТИН. 1994. № 8. С. 37, 38.
12. **Пат. 2014183 Рос. Федерации:** МПК^6 В 23 Н 7/00. Способ электроэрозионной правки алмазных кругов на металлических связках.
13. **А. с. 1742038 СССР:** МКИ^5 В 24 В 1/00. Способ профильного шлифования.
14. **Бахтиаров Ш. А., Тудоска А. Г.** Алмазное профильное шлифование // СТИН. 2006. № 9. С. 37, 38.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

"Роспечать" — индекс **70120**;
"Пресса России" — индекс **27841**;
"Почта России" — индекс **60264**.

УДК 621.9.02

А. А. ФОМИН, канд. техн. наук (Владимирский ГУ), e-mail: fomin1@mail.ru

Снижение уровня вибрации инструмента при фасонном фрезеровании горбыля

Приведены результаты исследования уровня вибрации режущего инструмента при фрезеровании фасонных заготовок с неоднородными свойствами, предложены пути снижения вибрации.

Ключевые слова: технологическая система, динамическое воздействие, фрезерование, колебания, шпиндель, ось.

Analysis of machining tool vibration level when cutting shaped blanks having variegated properties were presented. Procedures lowering vibration were offered.

Keywords: manufacturing system, dynamic force, cutting, vibrations, spindle, axis.

Территория Российской Федерации богата лесом, однако данные природные ресурсы используются крайне неэффективно. Большой объем лесозаготовок реализуется по низким ценам, что, в частности, обусловлено отсутствием высокопроизводительного оборудования и эффективной технологии глубокой переработки леса, в том числе крупнокусковых отходов, например горбыля. В связи с этим первостепенной задачей является создание для отечественной лесозаготовительной промышленности деревообрабатывающих станков, инструментов, поточных и автоматических линий, обеспечивающих качественную глубокую и комплексную переработку леса и минимизацию отходов.

В России объем отходов в деревообрабатывающем производстве огромен. Так, горбыль составляет 6÷12 % от объема деловой древесины. Ежегодно на лесоперерабатывающих предприятиях страны образуется более 5 млн м^3 горбыля. Для обработки горбыля применяют специальные станки для продольного пиления больших кусков на доски с обрезкой боковых кромок, станки для фрезерования неокоренной части горбыля с обрезкой боковых кромок. Первые оставляют после раскроя значительные отходы, в том числе горбыль меньших размеров. Используемые фрезерно-пильные станки не обеспечивают автоматического изменения режимов обработки в зависимости от условий резания (значительные перепады припуска, твердости обрабатываемого материала), что приводит к высокому расходу электроэнергии при обработке, материальным потерям, снижению качества обработанных поверхностей, а иногда и к аварийным ситуациям, связанным с выбросом заготовки из зоны обработки.

В связи с вышеизложенным поставлена задача — разработать ресурсосберегающую технологию обработки горбыля и станка с системой автоматического управления (САУ). Для этого потребовалась разработка альтернативных технологических схем обработки горбыля с позиции устойчивого базирования заготовки при обработке. В результате анализа для реализации выбрана схема, при которой сначала выполняется фрезерование неокоренной криволинейной поверхности, а затем обрезка неровных боковых кромок. В качестве направляющей технологической базы выбрана образующая неокоренной поверхности, а в дальнейшем — образующая фрезерованной поверхности горбыля, что обеспечивает наибольшую протяженность направляющей базы и уменьшает перекосы заготовки при обработке.

Представленная на рис. 1 схема обработки горбыля [1] реализована в станке, общий вид которого приведен на рис. 2, а его рабочая зона — на рис. 3. Станок оснащен системой автоматического управ-

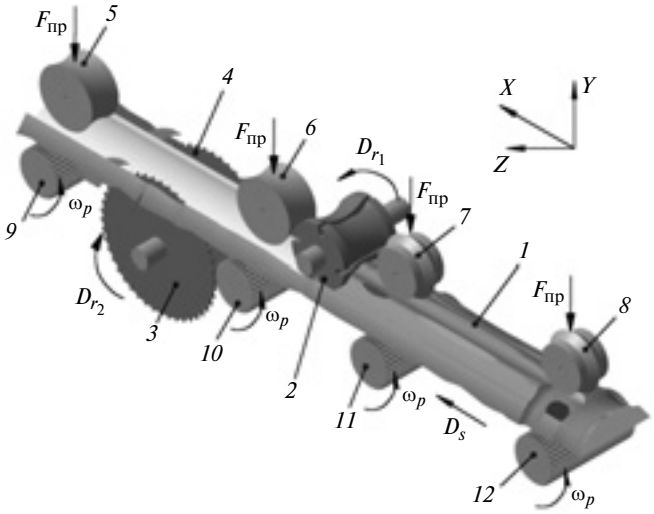


Рис. 1. Схема обработки горбыля:
1 — горбыль; *2* — фреза; *3*, *4* — дисковые пилы; *5—8* — прижимные ролики специального профиля; *9—12* — подающие зубчатые вальцы

Рис. 2. Общий вид станка:
1 — станина; *2* — привод вертикального перемещения суппорта фрезы; *3* — блок управления; *4* — когтевая защита; *5* — эксгаустерная система удаления отходов при фрезеровании

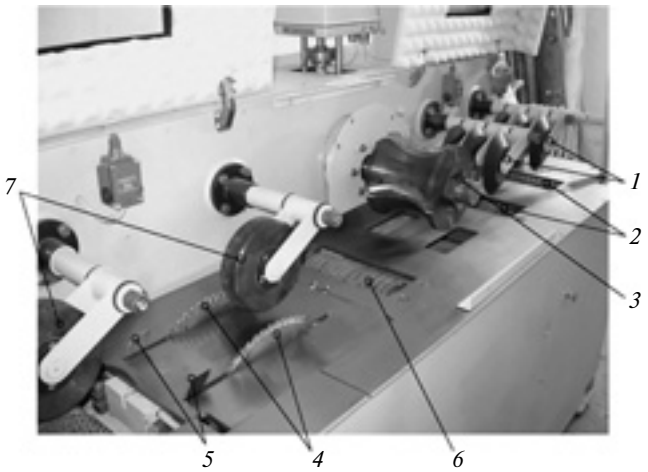


Рис. 3. Рабочая зона станка:
1 — прижимные ролики первого участка; *2*, *6* – подающие вальцы; *3* — фреза; *4* — дисковые пилы; *5* — расклинивающие ножи; *7* — прижимные ролики

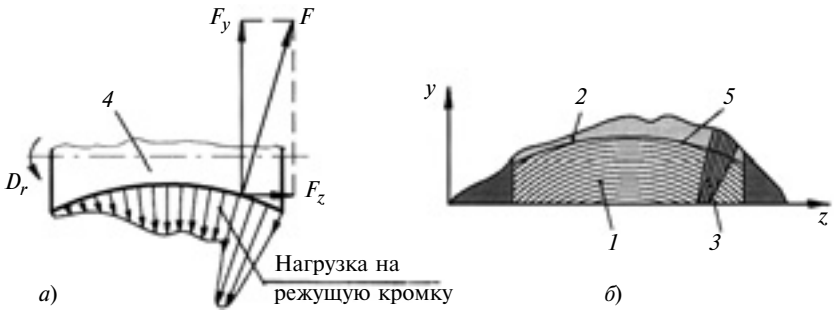


Рис. 4. Этапы нагружения режущего инструмента при снятии несимметричного припуска (*а*) и поперечное сечение горбыля (*б*)

ления мощностью фрезерования путем изменения скорости рабочей подачи заготовки, в основе которой лежит ПИ-закон регулирования, обеспечивающий стабильное функционирование при перепадах глубины резания до 15 мм, что соответствует фактическому диапазону припуска горбыля. Эффективность регулирования скорости рабочей подачи повышается с уменьшением припуска, а само регулирование незначительно влияет на производительность обработки заготовок с припуском более 30 мм. Технические решения, найденные при создании станка, защищены патентами [2—5].

При фрезеровании горбыля на режущий инструмент действует переменная нагрузка (рис. 4, *а*), что обусловлено неравномерной толщиной удаляемого слоя *2* горбыля *1* и наличием сучков *3* (рис. 4, *б*). Структурная неоднородность обрабатываемого материала также является причиной значительного изменения силы резания вдоль режущего лезвия инструмента. В осевой плоскости фрезы *4* результирующая сила F резания составляет с осью вращения инструмента угол >90° из-за неравномерного припуска или попадания в зону обработки сучков. Вследствие этого появляется перерезывающая составляющая F_z силы резания, направленная параллельно оси инструмента и действующая на подшипники шпинделя фрезы и технологическую систему в целом. Сила F_z смещает заготовку в поперечном направлении, что приводит к погрешностям формы изделия — отклонению от цилиндричности фрезерованной фасонной поверхности *5*.

В процессе обработки горбыля *1* (рис. 5, *а*), перемещающегося поступательно в направлении продольной подачи D_S, на фасонную фрезу *2*, вращающуюся вокруг своей оси по стрелке D_r, действует сила резания, составляющие которой обусловлены разнородностью обрабатываемого материала.

Суммарная глубина резания при фасонном фрезеровании имеет вид:

$$t = t_1 + t_2, \qquad (1)$$

где t_1 — глубина резания при снятии основного материала-древесины; t_2 — глубина резания при снятии коры.

Число режущих зубьев фрезы — Z. Они равномерно расположены по окружности с шагом $\varphi_Z = 2\pi/Z$. Зуб *3* начинает резание в точке A, при глубине резания $t = 0$ в течение времени

$$\tau = \varepsilon/\omega, \qquad (2)$$

где $\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2$ — центральный угол, соответствующий дуге AC контакта зуба *3* фрезы с заготовкой, рад; $\omega = \pi n/30$ — угловая скорость фрезы, рад/с; n — частота вращения фрезы, мин$^{-1}$.

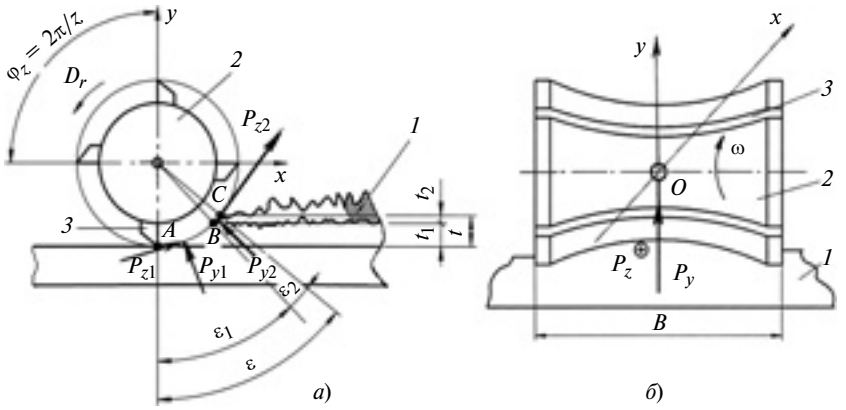


Рис. 5. Схема составляющих силы резания, действующей на фасонный инструмент при встречном фрезеровании горбыля

Дуга AC состоит из дуг AB и BC; первая соответствует обработке основного материала с глубиной резания t_1, вторая — обработке коры с глубиной резания t_2, так как кора отличается по обрабатываемости от основного материала горбыля.

Время резания на участках AB и AC соответственно $\tau_1 = \varepsilon_1/\omega$ и $\tau_2 = \varepsilon_2/\omega$. Из-за разной твердости основного материала и коры силы резания (P_{y1}, P_{y2}, P_{z1}, P_{z2}) на участках AB и BC будут разными, как и их угловые координаты: $0{,}5\varepsilon_1$ и $(\varepsilon_1 + 0{,}5\varepsilon_2)$.

Глубины резания t_1 и t_2 зависят от возраста дерева и суммарной глубины резания. Твердость коры значительно меньше твердости основной древесины, поэтому при $t_1 = t_2$ силы P_{y1} и P_{z1} всегда больше сил P_{y2} и P_{z2}. Следовательно, при черновой обработке горбыля составляющими P_{y2} и P_{z2} силы резания можно пренебречь и учитывать лишь силы P_{y1} и P_{z1}.

Определим зависимости, позволяющие установить силы P_{y1} и P_{z1} и частоту их изменения в процессе фасонного фрезерования горбыля. При черновом фрезеровании глубина резания составляет 15÷20 мм, при этом в контакте с заготовкой одновременно могут находиться один или два зуба. Поэтому при анализе сил резания следует рассматривать оба случая контактного взаимодействия инструмента с заготовкой.

Если в контакте с заготовкой находится одновременно несколько режущих лезвий, то с каждым входом лезвия в заготовку происходит удар, однако энергия удара в этом случае будет значительно меньше, чем при поочередной работе каждого зуба фрезы. Это объясняется тем, что при резании одновременно несколькими зубьями сила резания значительно больше, при этом технологическая система работает с бóльшим нагружением и менее чувствительна к изменению внешней нагрузки в результате выхода одного режущего зуба из контакта с заготовкой. При одновременном контакте с заготовкой нескольких режущих зубьев уровень вибрации технологической системы (при других равных условиях обработки) будет меньше, чем при поочередном контакте каждого зуба.

Частота внешнего динамического воздействия, обусловленного изменением силы резания, не зависит от числа режущих лезвий, одновременно находящихся в контакте с заготовкой, и равна $f_1 = Zn/60$. Поскольку толщина срезаемого слоя заготовки изменяется от 0 до $a_{\max}$, то в процессе резания увеличиваются составляющие P_{y1} и P_{z1} силы резания от нуля до $P_{y1\max}$ и $P_{z1\max}$ при контакте с заготовкой одного режущего лезвия. Если в контакте находятся одновременно несколько зубьев, то составляющие силы резания изменяются от $P_{y1\min}$ и $P_{z1\min}$ до $P_{y1\max}$ и $P_{z1\max}$.

Так как обработка с одновременным контактом нескольких зубьев фрезы предпочтительнее, то в любом интервале времени составляющие силы резания имеют вид:

$$P_{yi} = P_{y0} + \Delta P_y; \quad (3)$$

$$P_{zi} = P_{z0} + \Delta P_z, \quad (4)$$

где P_{y0} и P_{z0} — постоянные составляющие силы резания при непрерывном контакте одного или нескольких зубьев без учета затупления инструмента; ΔP_y и ΔP_z — переменные составляющие силы резания, обусловленные входом и выходом из контакта с заготовкой одного зуба.

Наиболее динамичным режимом фрезерования горбыля является обработка с поочередной работой и выходом одного режущего зуба из контакта с заготовкой. В этом случае в выражениях (3) и (4) постоянные составляющие $P_{y0} = P_{z0} = 0$, и остаются только составляющие ΔP_y и ΔP_z, изменяющиеся с частотой $Zn/60$.

Поскольку P_{y0} и P_{z0} вызывают в технологической системе упругие перемещения оси шпинделя по осям Y и X соответственно и воспринимаются силами упругости, то при моделировании пространственных виброперемещений оси шпинделя P_{y0} и P_{z0} можно не учитывать.

При фасонном фрезеровании горбыля силы резания изменяются следующим образом:

1) $P_{yi} = P_{y0} + \Delta P_y$ при $0 < \tau \leqslant \dfrac{(\varepsilon_1 + \varepsilon_2)}{\omega}$;

$P_{yi} = P_{y0}$ при $\dfrac{(\varepsilon_1 + \varepsilon_2)}{\omega} < \tau \leqslant \dfrac{2\pi}{Z\omega}$;

2) $P_{yi} = P_{y0} + \Delta P_y$

при $\dfrac{2\pi}{Z\omega} < \tau \leqslant \left(\dfrac{2\pi}{Z} + (\varepsilon_1 + \varepsilon_2)\right)/\omega$;

$$P_{yi} = P_{y0} \text{ при } \left(\frac{2\pi}{Z} + (\varepsilon_1 + \varepsilon_2)\right)/\omega < \tau \leqslant \frac{2 \cdot 2\pi}{Z\omega};$$

3) $P_{yi} = P_{y0} + \Delta P_y$

$$\text{при } \frac{2 \cdot 2\pi}{Z\omega} < \tau \leqslant \left(\frac{2 \cdot 2\pi}{Z} + (\varepsilon_1 + \varepsilon_2)\right)/\omega;$$

$$P_{yi} = P_{y0} \text{ при } \left(\frac{2 \cdot 2\pi}{Z} + (\varepsilon_1 + \varepsilon_2)\right)/\omega < \tau \leqslant \frac{3 \cdot 2\pi}{Z\omega};$$

4) $P_{yi} = P_{y0} + \Delta P_y$

$$\text{при } \frac{3 \cdot 2\pi}{Z\omega} < \tau \leqslant \left(\frac{3 \cdot 2\pi}{Z} + (\varepsilon_1 + \varepsilon_2)\right)/\omega;$$

$$P_{yi} = P_{y0} \text{ при } \left(\frac{3 \cdot 2\pi}{Z} + (\varepsilon_1 + \varepsilon_2)\right)/\omega < \tau \leqslant \frac{4 \cdot 2\pi}{Z\omega};$$

5) $P_{yi} = P_{y0} + \Delta P_y$

$$\text{при } \frac{4 \cdot 2\pi}{Z\omega} < \tau \leqslant \left(\frac{4 \cdot 2\pi}{Z} + (\varepsilon_1 + \varepsilon_2)\right)/\omega; \quad (5)$$

$\vdots$

$$P_{yi} = P_{y0} + \Delta P_y$$

$$\text{при } \frac{(K-1)2\pi}{Z\omega} < \tau \leqslant \left(\frac{(K-1)2\pi}{Z} + (\varepsilon_1 + \varepsilon_2)\right)/\omega;$$

$$P_{yi} = P_{y0} \text{ при } \left(\frac{K2\pi}{Z} + (\varepsilon_1 + \varepsilon_2)\right)/\omega < \tau \leqslant \frac{K2\pi}{Z\omega}, \quad (6)$$

где K — номер цикла "резание—нерабочее состояние".

Зная закон изменения составляющих P_{yi} и P_{zi}, можно определить траекторию шпинделя с инструментом, однако чтобы установить количественные и качественные показатели вибрационного процесса нет необходимости в решении сложной системы дифференциальных уравнений.

Для упрощения описания виброперемещений геометрического центра фрезы (рис. 5, *б*, точка *O*) под действием силы резания не будем учитывать поворот оси шпинделя, рассмотрим движение в плоскости *XZ*. Составляющую силы резания ($P_{z0} + P_z$) не учитываем, поскольку она слабо влияет на формирование обрабатываемой фасонной поверхности.

С учетом принятых допущений система дифференциальных уравнений, описывающих движение центра *O* по осям *X* и *Y*, имеет вид:

$$M_1\frac{d^2x}{dt^2} + k\frac{dx}{dt} + dx = -(P_{y0} + \Delta P_y)\sin\left(\frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2}{2}\right); \quad (7)$$

$$M_1\frac{d^2y}{dt^2} + k\frac{dy}{dt} + cy = (P_{y0} + \Delta P_y)\cos\left(\frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2}{2}\right), \quad (8)$$

где сила резания ($P_{y0} + \Delta P_y$) изменяется в соответствии с выражением (5) или (6); M_1 — приведенная масса фрезы и консольной части шпинделя; *d*, *c* — жесткость шпиндельного узла соответственно по осям *X* и *Y*.

Исходные данные для расчета: $M_1 = 12$ кг; $P_{y0} = 0$; $\Delta P_y = 30$; 40; 50; 60 Н; $(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) = \pi/6$; $\omega = 500$ рад/с; $Z = 2$; 4; 6; 8; 10; $c_0 = 5 \cdot 10^6$ Н/м; $d_0 = 3{,}5 \cdot 10^6$ Н/м; $k = 15 \cdot 10^3$ Н · с/м; $l = 0{,}35$ м; $B = 0{,}3$ м; $f = 0{,}17$ м.

Начальные условия: $\tau = 0$, $x_0 = -5{,}9 \cdot 10^{-6}$ м; $y_0 = 11{,}3 \cdot 10^{-6}$ м; $\frac{dx}{dt} = \frac{dy}{dt} = 0$; $\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{d^2y}{dt^2} = 0$; шаг расчета $\Delta\tau = 0{,}00628$; 0,00314; 0,0021; 0,00157; 0,001256 с для чисел зубьев фрезы соответственно 2; 4; 6; 8 и 10.

Соответствие времени единичного резания с числом режущих зубьев фасонной фрезы: $\tau_Z = 0{,}00628$ с при $Z = 2$; $\tau_Z = 0{,}00314$ с при $Z = 2$; $\tau_Z = 0{,}0021$ с при $Z = 2$; $\tau_Z = 0{,}00157$ с при $Z = 2$; $\tau_Z = 0{,}001256$ с при $Z = 2$.

Время единичного резания зубом находим из выражения

$$\tau_\varepsilon = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2}{\omega}. \quad (9)$$

Время поворота фрезы на центральный угол, соответствующий окружному шагу зубьев, имеет вид:

$$\tau_Z = \frac{2\pi}{\omega Z}. \quad (10)$$

С учетом уравнений (5), (7) и (8) построены вынужденные перемещения центра *O* фрезы под действием радиальной составляющей силы резания ($P_{y0} + \Delta P_y$), при этом главную составляющую ($P_{z0} + \Delta P_z$) не учитывали, поскольку она вызывает крутильные колебания и на колебания в радиальном направлении влияет слабо.

Точка *1* на рис. 6 соответствует исходному положению центра *O*, когда вес шпиндельного узла компенсируется статическими упругими перемещениями шпинделя. После единичного резания за

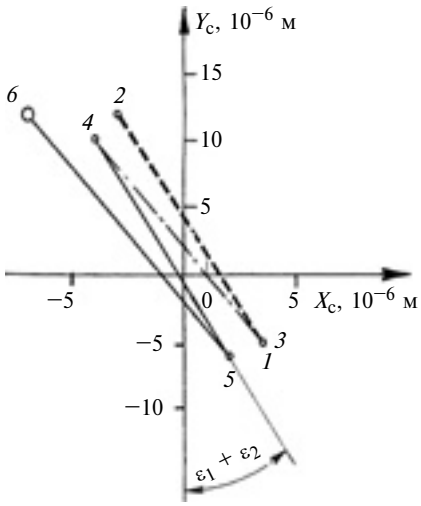


Рис. 6. Траектории фасонной фрезы при резании

время $\tau_\varepsilon = 7 \cdot 10^{-4}$ с центр *O* смещается в точку *2*, далее следует нерабочее состояние продолжительностью

$$\tau_o = \frac{2\pi\omega - (\varepsilon_1 + \varepsilon_2)Z}{\omega Z} \qquad (11)$$

и центр *O* оказывается в точке *3*. При втором резании он перемещается в точку *4*, далее опять нерабочее состояние и перемещение в точку *5*, после третьего резания центр *O* оказывается в точке *6*. Таким образом, точка *O* перемещается в плоскости $X_c Y_c$ под углом $(\varepsilon_1 + \varepsilon_2)$.

В результате кратковременного единичного резания и снятия мгновенной силовой нагрузки шпиндельный узел с фасонной фрезой испытывает ударную нагрузку силой

$$S = \int_0^{\tau_\varepsilon} (P_y + \Delta P_y) d\tau. \qquad (12)$$

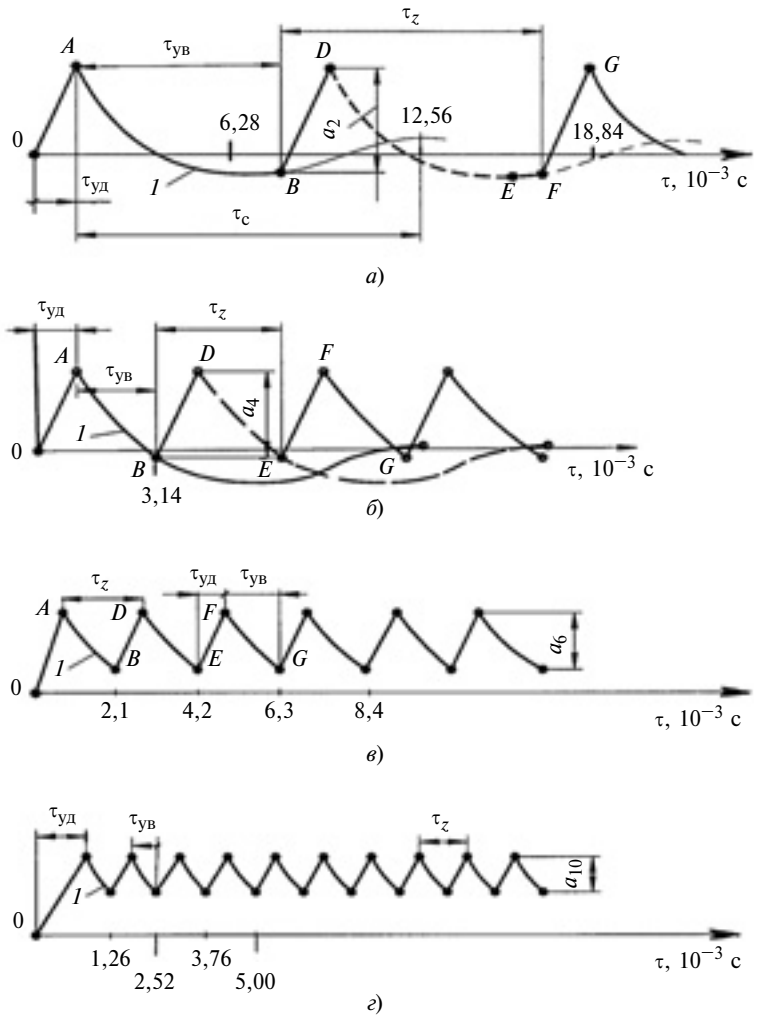


Рис. 7. Вынужденные и собственные колебания шпиндельного узла с инструментом при резании фрезами с разным числом зубьев (τ_c = 0,01 с, $\tau_\varepsilon = 7 \cdot 10^{-4}$ с):
а — $Z = 2$, $\tau_Z = 0{,}00628$ с; *б* — $Z = 4$, $\tau_Z = 0{,}00314$ с; *в* — $Z = 6$, $\tau_Z = 0{,}0021$ с; *г* — $Z = 10$, $\tau_Z = 0{,}001256$ с

После этого действуют восстанавливающие упругие силы со стороны шпинделя, которые приводят к свободным колебаниям шпиндельного узла в течение времени

$$\tau_c = \sqrt{c_1 / M_1}, \qquad (13)$$

c_1 — жесткость шпинделя в поперечной плоскости фрезы.

С увеличением числа зубьев фрезы в соответствии с выражением (10) время τ_Z, за которое происходит поворот фрезы на один зуб, уменьшается гиперболически. Ось шпинделя вследствие свободных колебаний перемещается на величину a_2, которая определяет уровень вибрации системы. Поскольку τ_Z зависит от *Z*, то при прочих равных условиях время свободного колебания до следующего резания будет различным, следовательно, чем больше число зубьев, тем меньше амплитуда свободных колебаний: $a_2 > a_4 > a_6 > a_{10}$.

На рис. 7 показаны движения шпинделя с учетом собственных колебаний при разных значениях *Z*. Отрезок *OA* соответствует упругой деформации оси фрезы, вызванной ударной силой *S*, которая определяется выражением (12). Это вызывает колебания в течение времени τ по затухающей синусоиде *1* (рис. 7, *а*) с периодом τ_c.

По истечении времени τ_Z происходит врезание очередного зуба, при этом ось шпинделя из точки *B* перемещается в точку *D*. При $Z = 2$ время свободных колебаний максимально, при $Z = 4 \div 10$ это время меньше, его минимальное значение $\tau_Z = 0{,}001256$ с при $Z = 10$. Поскольку частота собственных колебаний шпиндельного узла не зависит от числа зубьев фрезы, а время τ_Z уменьшается с увеличением *Z*, то уменьшается и время свободных колебаний, т. е. упругого восстановления. Это приводит к тому, что инерционная механическая система (шпиндельный узел с фрезой) не успевает упруго восстановиться до первоначального состояния; происходит следующий удар, приводящий к упругой деформации, что снижает уровень вибрации шпиндельного узла (см. рис. 7).

Таким образом, исследования показали, что под действием изменяющейся во времени силы резания инструмент совершает вынужденные колебания в направлении, перпендикулярном обрабатываемой поверхности, которые сочетаются со свободными колебаниями, обусловленными процессом его упругого восстановления при отсутствии резания. Чем выше частота вынужденной силы, тем меньше время упругого восстановления оси режущего инструмента, а следовательно, меньше время свободных колебаний, что приводит к снижению обще-

УДК 621.9.06

Ф. Г. АМИРОВ, канд. техн. наук (Азербайджанский ТУ, г. Баку),
e-mail: fariz.67@mail.ru

Особенности механической обработки на позициях

Рассмотрены особенности механической обработки на очередной позиции с целью выбора конкретного решения из нескольких альтернативных.

Ключевые слова: механическая обработка, инструментальные блоки, производительность, смазочно-охлаждающая жидкость.

Distinctive features of machining operation at successive position were analyzed for the purpose of choice of specific decision from several alternative ones.

Keywords: machining operation, tooling blocks, output, cutting compound.

Современное машиностроение отличается многономенклатурностью и частой сменой выпускаемых изделий. Выпуск конструктивно сложной продукции значительно удлиняет цикл производства. В связи с этим возрастают требования к сокращению сроков технологической подготовки станочных систем, способных мобильно и оперативно перестраиваться на выпуск новой продукции [1]. К таким системам относятся автоматические линии (АЛ).

Основные вопросы, которые необходимо решить для АЛ, — это прогнозирование их производительности на стадиях проектирования и эксплуатации, выбор оптимальной структурной компоновки, разделение линий на участки с построением многопоточных структур, определение оптимальной вместимости накопителей между участками и их размещение на линии, определение необходимого числа наладчиков, выбор системы управления и др. [2—9].

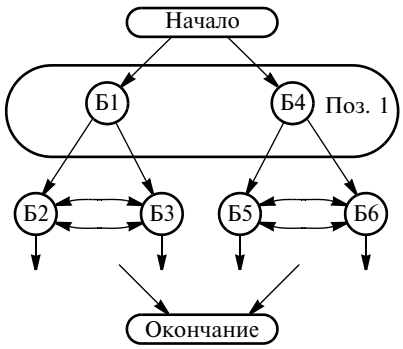
Комплексная автоматизация позволяет повысить производительность труда, качество выпускаемой продукции, сократить срок изготовления изделий. Основными факторами повышения производительности труда являются: автоматизация обработки на каждом станке, в том числе с применением вычислительной техники; оснащение станков загрузочно-разгрузочными и транспортными устройствами, например промышленными роботами.

Повышение качества выпускаемой продукции обеспечивается выбором оптимальных условий многоинструментальной обработки, использованием качественных заготовок; оснащением станков автоматическими контрольными и диагностическими приборами, предотвращающими выпуск бракованных изделий [10].

Для механической обработки на очередной позиции необходимо выбрать конкретное решение из нескольких альтернативных, принятию которого способствует существование инструментальных блоков (ИБ). Обработку ИБ можно выполнять в любой последовательности, например, если на поз. 1 используют блоки Б1 и Б4, то на следующей можно использовать любую пару блоков: Б2 и Б5, Б2 и Б6, Б3 и Б5, Б3 и Б6 (рисунок).

Для выбора конкретной пары ИБ для обработки на той или иной очередной позиции необходимо выполнить следующие требования.

1. Уменьшить разницу между производительностями позиций АЛ, учитывая при этом увеличивается или уменьшается она от позиции к позиции. Такой учет позволит повысить производительность линии при расстановке накопителей между участками. В отличие от метода упорядочения ИБ по проектной производительности поставленную задачу можно решить, если расположить



Граф возможного варианта механической обработки на позиции АЛ

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 44)

го уровня вибрации шпиндельного узла. Поэтому для снижения вибрации фасонной фрезы необходимо использовать фрезы с наибольшим числом зубьев.

Анализ колебательных процессов шпиндельного узла с инструментом важен при моделировании процесса формирования получаемой поверхности и позволяет выбрать рациональный режим фрезерования, что повышает эффективность и экономичность обработки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 2279973 Рос. Федерации.** Способ обработки горбыля.
2. **Пат. 44279 Рос. Федерации.** Станок для обработки горбыля.
3. **Пат. 93326 Рос. Федерации.** Устройство для раскроя горбыля.
4. **Пат. 95589 Рос. Федерации.** Станок для первичной обработки горбыля.
5. **Пат. 93327 Рос. Федерации.** Система автоматического регулирования мощности фрезерования.

ИБ по позициям АЛ в соответствии с условиями:

$$|Q_i^c - Q_{i+1}^c| \to \min; \qquad (1)$$

$$(Q_{i-1}^c - Q_i^c)(Q_i^c - Q_{i+1}^c) \geqslant 0, \qquad (2)$$

где Q_{i-1}^c, Q_i^c, Q_{i+1}^c — проектная производительность соответственно на $(i-1)$-й, i-й и $(i+1)$-й позициях АЛ. Условие (2) — основное и его необходимо выполнить в первую очередь. В случае невозможности его выполнения при обработке на очередной позиции достаточно ограничиться требованием (1). Модифицированный метод упорядочения ИБ по производительности позволяет в большей степени сконцентрировать блоки примерно равной производительности на позициях, расположенных подряд по ходу технологического процесса, что в свою очередь дает повышение производительности линии при неизменном числе накопителей между участками.

2. Минимизировать число позиций механической обработки в АЛ. Для выполнения этого требования нужно учитывать совместимость ИБ при обработке на конкретной позиции. Так, если при обработке на одной позиции блок Б2 совместим с блоками Б5 и Б6, а блок Б3 — только с блоком Б5, т. е. блоки Б3 и Б6 не могут участвовать в обработке, то обработка только блоками Б2 и Б5 приведет к использованию двух односторонних станков, реализующих обработку блоками Б3 и Б3. В общем случае необходимо стремиться к тому, чтобы у ИБ, не включенных в обработку, оставалась возможность многосторонней обработки согласно условию:

$$\sum_{i=1}^{N^*} f_i^{(N^*)} (N^*)^{-1} \to \max, \qquad (3)$$

где N^* — число ИБ, не участвующих в механической обработке на позиции; $f_i^{(N^*)}$ — число ИБ (из числа N^*), с которыми i-й блок может параллельно участвовать в обработке на одной позиции.

Минимальное число позиций механической обработки можно определить по критерию:

$$F = N + \sum_{i=1}^{N^*-N} f_i^{(N^*-N)} \times$$
$$\times (N^* - N)^{-1} \to \max, \qquad (4)$$

где N — число ИБ, участвующих в обработке на очередной позиции.

Анализ выражения (4) показал, что первое слагаемое увеличивается быстрее второго, что определяет предпочтительность многосторонней обработки детали на позиции большим числом ИБ. При выборе из нескольких альтернативных вариантов, в которых первые слагаемые критерия (4) равны, предпочтение следует отдать тому, который позволяет использовать как можно больше оставшихся ИБ для параллельной обработки на позиции. В этом случае учитывается второе слагаемое критерия (4). Особо следует рассматривать ИБ, которые при обработке на одной позиции не могут сочетаться ни с какими другими блоками. Такие ИБ применяют для односторонней обработки на позиции вне зависимости от значений критерия (4).

3. Минимизировать затраты на сбор и утилизацию СОЖ, располагая оборудование, на котором используется СОЖ, как можно ближе друг к другу, т. е. выполнить условие:

$$\sum_{i=1}^{N^C-1} \sum_{j=i+1}^{N^C} (j-i) l_i l_j \leftrightarrow \min, \qquad (5)$$

где N^c — число позиций в АЛ; i, j — порядковые номера позиций; l_i, l_j — параметры, характеризующие необходимость использования СОЖ при обработке на i-й и j-й позициях ($l_i = 1$ соответствует применению СОЖ на i-й позиции, $l_j = 0$ — не применению СОЖ на данной позиции).

Для повышения степени унификации деталей приспособлений для базирования и закрепления заготовки целесообразно минимизировать число используемых комплектов технологических баз

$$\left| \bigcup_{i=1}^{N^C} r_i \right| \to \min \qquad (6)$$

и число смен положений детали

$$\left| \bigcup_{i=1}^{N^C} d_i^p \right| \to \min \qquad (7)$$

Здесь $\bigcup_{i=1}^{N^C} r_i$ и $\left| \bigcup_{i=1}^{N^C} r_i \right|$ — множества комплектов технологических баз, используемых на линии, и их мощности; r_i — один из комплектов баз, которые можно использовать на i-й позиции; $\bigcup_{i=1}^{N^C} d_i^p$ и $\left| \bigcup_{i=1}^{N^C} d_i^p \right|$ — множества положений детали при обработке на АЛ и их мощности.

Перечисленные требования в значительной мере взаимосвязаны. Так, бывают ситуации, когда согласно первому требованию два ИБ могут вести обработку на позиции, но при этом будет уменьшаться возможность многосторонней обработки оставшимися блоками, что противоречит второму требованию, и наоборот. Аналогичные противоречия могут возникать и для других пар требований.

Эти противоречия можно разрешить путем учета их влияния на эффективность проектируемой линии. Практика проектирования АЛ показала, что требование (5) минимизации затрат на сбор и утилизацию СОЖ с развитием строительной техники и технологии постепенно утрачивает свое значение. Без особых последствий для разрабатываемого проекта это требование можно выполнить последним. Точность приспособлений и затраты на их создание (стоимость которых сравнима со стоимостью всех частей станка) имеют решающее значение для минимизации используемых комплектов баз [условие (6)]. Поэтому при решении задачи технологической обработ-

Цикл статей "Проблемы теории механической обработки"

УДК 621.9.04.001.

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: avorontsov55@mail.ru

Теоретическое обеспечение технологической механики. 1. Принципы и разделы механики сплошной среды*

Если ничего не предположишь,
то ничего и не получишь.
Л. И. Седов

Изложены фундаментальные принципы механики сплошной среды и указаны ее основные разделы.
Ключевые слова: механика деформированного твердого тела, гипотеза сплошности, напряжение.

Continuum mechanics fundamental principles were set forth and its primary partitions were specified.
Keywords: strain solid mechanical science, hypothesis of continuity, stress.

В последние десятилетия в России наблюдается заметное падение уровня общей математической подготовки, обусловленное прежде всего реформами школьного образования. Значительное сокращение объемов изучения именно тех разделов элементарной математики, которые необходимы будущим инженерам и технологам, автоматически приводит к снижению уровня знаний в этой области у студентов высших учебных заведений. Кроме того, бурное развитие вычислительной техники и, соответственно, появление стандартных пакетов расчетных программ, например использующих метод конечных элементов (МКЭ), способствуют халатному отношению учащихся (ведь все и без них может решить компьютер) и снижению стремления к глубокому изучению инженерно-технических наук, аналитические построения которых опираются на достаточно сложный математический аппарат. Прежде всего это относится к механике сплошной среды и ее разнообразным техническим приложениям, доказательством чего могут, в частности,

* Продолжение цикла см. "Вестник машиностроения" № 2 за 2013 г.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 49)

ки на позиции можно полагать, что оптимальным вариантом назначения комплекта технологических баз из множества допустимых комплектов, будет вариант, выбранный по критерию (6), который и будет первым по значимости. Вторым по значимости является требование (7) минимизации используемых положений детали, которое кроме затрат на создание приспособлений учитывает и затраты на создание поворотных устройств.

Анализ критериев (1) и (2) минимума потерь потенциальной производительности и критерия (3) максимума использования ИБ показал, что критерий (3) является более весомым с экономической точки зрения, а критерии (1) и (2) при тех же капитальных затратах позволяют обеспечить большую производительность АЛ. Рациональный вариант можно получить, соблюдая компромисс между указанными требованиями. При этом при разработке механической обработки на каждой очередной позиции необходимо сначала обеспечить многостороннюю обработку детали в соответствии с критериями (1) и (2).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Амиров Ф. Г.** Общие положения создания переналаживаемых автоматических станочных систем // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2011. № 7. С. 44—47.

2. **Владзиевский А. П., Белоусов А. П.** Основы автоматизации производства в машиностроении. М.: Высшая школа, 1974. 352 с.

3. **Волчкевич Л. И., Кузнецов М. М., Усов Б. А.** Автоматы и автоматические линии. М: Высшая школа, 1976. 229 с.

4. **Султан-заде Н. М.** Автоматизация производственных процессов (конспект лекций). М.: МГУПИ, 2003. 160 с.

5. **Дащенко А. И., Белоусов А. П.** Проектирование автоматических линий. М.: Высшая школа, 1983. 328 с.

6. **Дымшиц Е. С.** Разработка методов расчета надежности автоматических линий по заданным значениям надежности их элементов (отчет по теме, этап 3). М.: ЭНИМС, 1964.

7. **Черпаков Б. И.** Эксплуатация автоматических линий. М.: Машиностроение, 1978. 248 с.

8. **Системы** автоматизированного проектирования технологических процессов, приспособлений и режущих инструментов / С. Н. Корчак, А. А. Кошин, А. Г. Ракович, Б. И. Синицын. М.: Машиностроение, 1988. 352 с.

9. **Эршпер Ю. Б.** Надежность и структура автоматических станочных линий. М.: Машиностроение, 1962. 179 с.

10. **Амиров Ф. Г.** Повышение эффективности и обеспечение надежности автоматических линий // Вестник машиностроения. 2004. № 5. С. 77, 78.

служить научные разработки автора данной статьи, опубликованные в циклах статей о построении новой теории резания (см. "Вестник машиностроения": 2008, № 1—12; 2010, № 1—12; 2011, № 1—7) и о новом методе решения сложных вариационных задач обработки металлов давлением (см. "Вестник машиностроения", 2012, № 1—6).

Между тем актуальность разработки аналитических (т. е. не численных, а с выводом расчетных формул) инженерных и технологических теорий вовсе не снизилась, однако значительно уменьшилось число ученых и специалистов, способных грамотно решать подобные задачи.

Актуальность аналитических научных работ обусловлена тем, что в последнее время резко возросла роль теоретических расчетов (и, соответственно, их надежного математического обеспечения) при проектировании технологических процессов. В связи с быстрым развитием техники, появлением новых способов обработки металлов технологи уже не располагают временем для накопления и обработки практических данных. Предварительная реализация проектируемых процессов в лабораторных условиях оказывается подчас неприемлемо дорогостоящей, особенно когда она не подкреплена соответствующими прогнозными расчетами. Одно дело — быстро и с малыми затратами уточнить оптимальные параметры процесса, уже предсказанные теоретически, и совсем другое дело — на ощупь искать эти параметры экспериментально при значительном числе возможных сочетаний и большом диапазоне их изменения.

Задача технолога или конструктора, специализирующегося в том или ином виде обработки металлов, — выбрать оптимальный вариант технологии, конструкцию инструмента, параметры оборудования. Раньше для этого проводили большое количество предварительных экспериментов для проверки возможности осуществления проектируемого технологического процесса и определения его оптимальных параметров. Сегодня модернизация существующих и особенно внедрение новых технологических процессов обработки затруднены из-за необходимости уменьшения сроков и расходов на подготовку производства в связи с жесткой конкуренцией и недостаточностью инвестиций. Зачастую это приводит к невозможности изготовления экспериментального оборудования и возрастанию роли теоретических методов проектирования, требующих существенно меньших затрат. При этом к точности и надежности расчетных формул предъявляются все более высокие требования, обусловленные особенностями современных технологических процессов, например такими, как необходимость создания значительных деформирующих сил и повышенная вероятность разрушения заготовки при все более широко используемой малоотходной объемной штамповке, основанной на холодном деформировании.

От технолога, проектирующего современный технологический процесс, связанный с пластическим деформированием металла, требуется уже не только расчетная оценка энергосиловых параметров, знание которых необходимо для подбора и расчета на прочность и жесткость технологического оборудования, но и оценка деформируемости металла, устойчивости его пластического деформирования, а также технологической наследственности, выражающейся в распределении механических свойств материала, его структуре и геометрической точности формы получаемого изделия.

В настоящее время особое внимание уделяется не только улучшению качества металлопродукции, но и максимальному снижению энергетических и материальных затрат при ее производстве. Важную роль при этом играет дальнейшее совершенствование процессов обработки металлов, напрямую зависящее от их проектирования. Разработке теоретических методов определения оптимальных параметров высокоэффективных современных процессов обработки и посвящены аналитические научные работы автора данной статьи.

В последнее время широко применяется МКЭ, который избавляет пользователей покупных стандартных программ от необходимости глубокого понимания сущности тех или иных инженерных расчетов на компьютере. В данной статье не будем подробно останавливаться на вопросах точности и надежности этого невероятно популярного метода — это будет сделано в следующих статьях цикла. Отметим только, что инженер или технолог при использовании МКЭ имеет дело не с описывающими процесс пластической деформации функциональными зависимостями, из которых сразу ясно, как тот или иной фактор влияет на важнейшие параметры технологического процесса, а с набором отдельных чисел, что во многих случаях затрудняет анализ происходящих физических явлений и не позволяет без многочисленных пробных расчетов определить главные влияющие факторы и направленность их изменения, которая обеспечивает оптимальность процесса обработки металла.

В представляемом цикле статей автор, будучи профессором кафедры "Прикладная механика" и занимаясь много лет кроме технологических проблем прикладной механики и теоретическими методами их решения, счел целесообразным в предельно доступной для понимания форме поделиться с заинтересованными читателями своими размышлениями о сути, проблемах и методах механики, подробно проиллюстрировав их новыми специально разработанными решениями задач теории пластичности (преимущественно в области обработки металлов давлением), имеющими не только обще-

теоретическое, но и прикладное значение. Кроме того, будет представлена информация из малоизвестных труднодоступных источников.

Автор будет считать свою задачу выполненной, если читатели сочтут публикуемое изложение довольно сложных проблем и вопросов механики и ее приложений достаточно простым и доходчивым.

Прежде всего целесообразно уточнить ряд общих понятий, относящихся к теме этого цикла, поскольку многолетнее изучение автором данного вопроса показало, что их часто понимают превратно. Не касаясь истории создания основных понятий и получения уравнений механики деформируемого твердого тела, сошлемся на работы [1, 2] или книгу [3, с. 27—112] и перейдем к непосредственному рассмотрению вопроса.

Первые попытки создания теории деформируемого твердого тела строились на предположении о существовании индивидуальных частиц типа атомов или молекул, отделенных друг от друга некоторым расстоянием и связанных силами взаимного притяжения или отталкивания. Если бы такую теорию удалось довести до практического применения, то ее следовало бы назвать *дискретной механикой деформируемого твердого тела*.

Однако достаточно быстро стало понятно, что на пути научного изучения на основе дискретной модели строения твердого тела стоят исключительные математические трудности. А с учетом того, что в создании теории деформируемого твердого тела участие принимали такие величайшие математики, как Эйлер, Лагранж, Коши, Пуассон, можно утверждать, что эти математические трудности были и остаются до настоящего времени непреодолимыми. Достаточно напомнить, что даже при многочисленных значительных допущениях, о которых речь впереди, до сих пор не смогли полностью корректно решить такую сравнительно простую задачу теории пластичности, как плоская осадка с трением бесконечно длинной прямоугольной полосы. В связи с этим не приходится надеяться на корректное решение в скором времени данной задачи (не говоря уже о более сложных задачах) с учетом различных дискретных особенностей внутреннего или поверхностного строения твердых тел.

Математические трудности обусловили необходимость принятия значительного допущения — перехода к гипотезе о сплошной (т. е. непрерывной) среде, в связи с чем появилось понятие *механики сплошной среды*, называемой также *механикой континуума* (в математике континуум означает непрерывную совокупность). Составной частью механики сплошной среды является также гидромеханика, включающая в себя и аэромеханику, однако далее будут рассмотрены только разделы механики, непосредственно относящиеся к твердому телу, т. е. разделы механики деформируемого твердого тела.

В полном соответствии с гипотезой сплошности в континуальной механике геометрические площади рассматриваемых сечений тела всегда определяют в предположении сплошного (без пустот) заполнения веществом. Так поступают, например, при обработке результатов опытов на простое растяжение, хотя очевидно, что любой образец всегда имеет как дефекты поверхности, так и различные дефекты внутреннего строения, приводящие к наличию пустот. Несмотря на то, что два твердых тела из-за различных макро- и микронеровностей поверхностей практически никогда не соприкасаются между собой по всей поверхности видимого контакта, в соответствии с той же гипотезой сплошности для характеристики контакта двух тел вводят понятие *номинальной площади контакта* — предполагается наличие сплошного контакта в пределах всей идеальной геометрической площади соприкосновения двух тел.

Однако оперируя с непрерывной средой, в целях анализа все же мысленно тело делят на материальные частицы, называемые также бесконечно малыми элементами, которые вырезаны произвольно (например в виде произвольно ориентированных прямоугольных параллелепипедов или усеченных призм), но *всегда предполагается, что они плотно прилегают друг к другу*.

Основополагающим для механики является третий закон Ньютона, согласно которому *действия двух материальных точек друг на друга равны по величине и противоположны по направлению*.

Напомним, что мы широко используем термин "напряжение", который в современном понимании ввел в науку Барре де Сен-Венан: *напряжение* — это интенсивность любых сил (внешних, поверхностных и внутренних), характеризуемая силой, приходящейся на единицу площади их действия. Не следует забывать, что в природе есть только силы, а напряжений не существует (вызывает удивление, что в некоторых научно-технических статьях обсуждается их природа). Напряжение — это *условное понятие*, специально введенное для облегчения анализа и корректное только в случае принятия гипотезы сплошной (т. е. непрерывной) среды. При рассмотрении реальных материалов с позиций их молекулярной структуры воздействие молекулы "сферической" формы на другую молекулу силой притяжения или отталкивания через пустоту уже невозможно представить в виде силы, воздействующей на элемент площадки. Иначе говоря, для дискретной механики приведенная выше формулировка понятия "напряжение" неприемлема.

Вследствие свойства непрерывности сплошной среды к ней можно применить анализ бесконечно малых величин, т. е. теорию непрерывных функций, называемую также дифференциальным и интегральным исчислением. Одно это уже облегчает расчеты, ведь при создании механики дискретной

среды потребовалось бы использовать намного более сложный и неудобный математический аппарат разрывных функций, включающий такие понятия, как функция Хэвисайда, знаковая функция sign, функция Грина, дельта-функция Дирака, интеграл Стилтьеса и др., которые в общеобразовательные математические курсы технических вузов даже не включены (автор изучал их самостоятельно в связи с интересом к математике). Однако и математический аппарат, необходимый для решения задач в механике сплошной среды, во многих случаях отличается большой сложностью.

Поэтому при изучении механики деформируемого твердого тела стараются максимально облегчить выбор конкретных параметров и взятых из других наук законов, которые придется вводить в собственные уравнения и *краевые условия: начальные*, определяющие начальное состояние тела, и *граничные*, описывающие влияние окружающих тел или среды на протекающие в рассматриваемом теле процессы. Так, выбирают достаточно простые математические описания кривых упрочнения материалов, наиболее простые законы контактного трения (об этом подробнее далее), способы определения коэффициентов трения, зависимости различных свойств материалов от температуры, многие параметры принимают постоянными в процессе деформирования и т. д.

Как писал величайший ученый в области механики А. А. Ильюшин, "идеализация реального тела, находящегося в определенных условиях, т. е. сохранение за ним лишь основных механических свойств и отбрасывание второстепенных, была всегда основой механики; достаточно вспомнить роль абсолютно твердого тела в динамике, идеальной жидкости и газа в аэрогидродинамике, идеально упругого тела в строительной механике и др." [4, с. 7].

Несмотря на большое число разнообразных решений, нашедших успешное практическое применение, было бы неправильно переоценивать возможности и диапазон использования механики деформируемого твердого тела. Ввиду бесконечной сложности природы и ее неисчерпаемости любое познание не может охватить исследуемый объект полностью. И на основе механики деформируемого твердого тела нельзя получить ответы на вопросы, постановка которых принципиально исключается *принятыми в этой науке* гипотезами, принципами или упрощенными моделями. Это в первую очередь относится к так называемым *структурным напряжениям*, зависящим от истории создания тела и реальных особенностей его внутренней и поверхностной структуры.

Научные дискуссии по механике деформируемого твердого тела и личный опыт автора показали, что больше всех критикуют тех, кто занимается математическим обеспечением данной науки, ученые, не получившие ни одной значимой в этой области формулы, однако предъявляющие к исследованиям других повышенные требования (например, учесть атомарное строение вещества, дислокации, поверхностные несовершенства, уточненные законы контактного трения, наиболее точные законы упрочнения и т. д.) или объявляющие решенную задачу абсолютно бесполезной.

В 1950 г. при Академии наук СССР состоялось дискуссионное всесоюзное совещание по вопросу о путях дальнейшего развития теории пластичности. Поводом для дискуссии явилась опубликованная в 1949 г. статья А. А. Ильюшина, в которой он с позиций механиков сформулировал основные задачи теории пластичности. Многие уже успешно решенные А. А. Ильюшиным новые задачи вызвали немалое "научное" раздражение коллег-ученых. Наибольшее внимание в этой дискуссии было уделено как раз основному месту и значению в теории пластичности гипотезы о сплошном непрерывном строении материи. Эта гипотеза в механике является наиболее уязвимой и вызывает споры с давних времен, поскольку связана с философскими проблемами мироздания. Так, за несколько веков до нашей эры состоялся легендарный спор между убежденными сторонниками гипотезы непрерывности материи Анаксагором и Аристотелем и талантливыми предвестниками современной атомистической теории Демокритом и Эпикуром (мотивы, которыми каждый участник этого спора оправдывал свои воззрения, можно найти в известной поэме Тита Лукреция Кара "О природе вещей").

Поскольку 60 лет назад (как, впрочем, и сегодня) ни один из сторонников "правильного дискретного подхода" не смог надежно спроектировать ни корабль, ни ракету, ни высотный дом, то дискуссия 1950 г. была подытожена такими словами тогдашнего президента Академии наук СССР С. И. Вавилова [5, с. 351]: "Мы твердо уверены в ошибочности мнения механистов, но так же, как и они, все же вынуждены пользоваться при изучении мира понятием о частице — теле, скорости, силе и т. д.". Напомним, что вопреки словам об ошибочности мнения механистов именно С. И. Вавилов указывал на *математическую гипотезу*, как на ведущий метод познания современной физики. Великий французский математик, физик и механик А. Пуанкаре также считал, что законы науки представляют собой произвольные соглашения (конвенции), которые должны служить наиболее удобному и полезному описанию соответствующих явлений.

К глубокому сожалению, член-корреспондент АН СССР А. А. Ильюшин так никогда и не был избран академиком АН СССР, что несомненно несправедливо, учитывая большое число и значимость его научных достижений в области механики сплошной среды [6], которые легли в основу рож-

давшейся в муках и нападках механики деформируемого твердого тела.

Сегодня механика деформируемого твердого тела делится на две основные составляющие: *теорию упругости и теорию пластичности*. Применительно к инженерным расчетам она также имеет два упрощенных ответвления: сопротивление материалов и строительную механику, которые в этом цикле статей рассматриваться не будут. Иногда к механике деформируемого твердого тела относят и *реологию* — науку о течении вещества, устанавливающую общие законы образования и развития во времени деформации этого вещества в различных термодинамических и физико-химических условиях. Однако поскольку реология рассматривает течение любого вещества (твердого, жидкого, упругого, пластичного, вязкого и т. д.), то она, строго говоря, является наиболее общим самостоятельным разделом механики сплошной среды. Эта наука должна отвечать на вопрос, каковы деформации и напряжения в конкретной точке заданной среды в определенный момент времени при известных текущих параметрах внешнего воздействия и его истории в прошлом. К реологии относятся, в частности, теории ползучести и вязкопластичности, которые здесь также рассматриваться не будут.

Остановимся более подробно лишь на теории пластичности как наиболее важной составляющей механики деформируемого твердого тела для обработки металлов давлением или резанием. Заметим, однако, что рассматриваемые далее подразделения теории пластичности в полной мере относятся и к очень близкой к ней теории упругости, большая часть представлений которой используется в теории пластичности.

Теория пластичности подразделяется на математическую и прикладную. *Математическая теории пластичности* (иногда называемая *строгой теорией пластичности*) занимается построением общих уравнений теории пластичности и изысканием способов точного решения задач механики пластически деформируемого тела. *Прикладная теория пластичности* занимается разработкой упрощенных методов решения задач механики пластически деформируемого тела путем введения дополнительных гипотез физического (например, наделение тела свойствами идеальной пластичности) или геометрического характера (например, гипотезы плоских сечений или иных предположений относительно характера перемещений, позволяющих исходить не из полной системы уравнений теории пластичности).

Заметим, что граница между математической и прикладной теориями пластичности в определенной степени условна, поскольку во многих задачах исключительные трудности непосредственного интегрирования уравнений теории пластичности (т. е. получения точного решения) вынуждают часто обращаться к приближенным методам. Однако если эти приближенные методы относятся лишь к математической стороне вопроса — к решению только самих уравнений общей теории пластичности с помощью, например, разложения в ряды или приближенного интегрирования, т. е. при этом не привлекаются какие-либо новые физические или геометрические гипотезы, то такие методы и решения также, как правило, относят к математической теории пластичности.

Помимо главной гипотезы сплошности и ее следствий, рассмотренных ранее, механика деформируемого твердого тела и теория пластичности имеют и целый ряд других проблемных гипотез, таких как закон парности касательных напряжений, условия пластичности и законы упрочнения, зависимости между напряжениями и деформациями, формулировки вариационных принципов. Все эти проблемы будут подробно рассмотрены в последующих статьях цикла.

Классические работы основателей математической теории пластичности, относящиеся к последней трети XIX — первой половине XX века, с очевидностью показывают, что их авторы прежде всего исходили из вполне конкретных задач, стоявших перед инженерами. Великих механиков очень беспокоили соответствие и степень приближения их математических построений к реальным процессам пластичности, имевшим место в инженерной практике. Для облегчения понимания научных идей и обоснований нормальные (σ) и касательные (τ) напряжения, линейные (ε) и угловые (γ) деформации обозначали разными буквами, что позволяло читателям сразу же ощутить различия между ними. В подавляющем большинстве случаев при обсуждении даже общих проблем механики применяли развернутую форму уравнений и немного реже — тензорную (см., например, книги [7—9] или сборник основополагающих классических статей [10]).

Однако анализ известных автору современных трудов по математической теории пластичности показывает прямо противоположную тенденцию. Нынешние теоретики фактически не интересуются, соответствуют ли принятые ими математические задания параметров нагружения или законы поведения среды какому-нибудь реальному техническому или природному объекту. В основном стараются придумать математическую постановку задачи, отличающуюся от уже имеющихся: если предшественник рассмотрел синусоидальную нагрузку, то примем ее степенной; если он исследовал совместное течение двух тонких слоев с разными свойствами, то исследуем течение уже трех тонких слоев да с еще более разными свойствами. Таким образом, академическая математическая теория все более отрывается от потребностей, т. е. от практики. Язык математического описания все более формализуется, абстраги-

руется и становится все менее воспринимаемым чисто физически. Практически никогда не указывают, какому реальному техническому объекту соответствует та или иная исследуемая теоретическая модель и, соответственно, не обосновывают, почему эта модель наиболее адекватно описывает механическое поведение реального объекта.

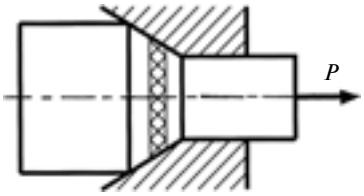
В современных теоретических статьях часто встречаются фразы типа "рассмотрим модифицированный стержень Шенли" (из одной из статей эта фраза и взята). Объяснить, что в реальности представляет собой этот "модифицированный стержень", не смог ни один из авторов подобных статей. Попробуем все же хотя бы образно представить себе реальную ситуацию.

В 1946 г. английский академик теоретик Ф. Р. Шенли сформулировал и рассмотрел задачу о пластической потере устойчивости идеальной опорной колонны, предположив, что в процессе потери устойчивости происходит одновременное увеличение осевой сжимающей нагрузки. С немалым трудом такую ситуацию можно представить в виде следующего экстравагантного случая: увидев, что под действием веса товарного поезда металлические опорные колонны моста потеряли устойчивость и мост начал падать, машинист встречного пассажирского поезда, растерявшись, направил на падающий мост и свой поезд, увеличив тем самым нагрузку в процессе падения.

Последователь Шенли эту задачу модифицировал, приняв, что сжимающая нагрузка увеличивается в арифметической прогрессии. Эту ситуацию можно представить, например, так: оцепеневшие от увиденного водители-дальнобойщики не жмут на тормоза, и их одинаково нагруженные грузовики один за другим падают на обрушивающийся мост.

Далее один последователь последователя Шенли для защиты докторской диссертации по механике деформируемого твердого тела (автор был его оппонентом) модифицированную задачу еще раз модифицировал, предположив, что нагрузка увеличивается не в арифметической прогрессии, а по экспоненциальному закону. Для описания соответствующей жизненной ситуации воображения уже не хватает. Возможно, на падающий мост один за другим начали прыгать очевидцы, желая лично ощутить всю прелесть пластической потери устойчивости и предварительно по очереди взвешиваясь, чтобы не нарушать экспоненциального закона. Впечатляющая получилась картина!

В публикациях академической или близкой к ней направленности часто не делается и ценных для практических приложений выводов из полученных результатов. Например, в учебнике [11, с. 18] читаем: "покажем, что интенсивность напряжений пропорциональна квадратному корню из минимального среднеквадратичного отклонения главных напряжений заданного напряженного состояния от напряжений некоторого равноосного напряженного состояния". Далее это доказывается математически. Однако при этом не сказано, какую же конкретную научную или практическую пользу имеет доказательство этой туманной формулировки, например, поможет ли это доказательство решить хотя бы одну задачу прикладной теории пластичности.



Выделение конечного элемента при анализе операции ОМД методом тонких сечений

По сравнению с прикладной теорией пластичности так называемая *теория обработки металлов давлением* (ОМД) в своем традиционном виде (далее будем иметь в виду только ее ответвление по механике деформирования, не касаясь физики и химии) не только принимает большое число дополнительных допущений физического и геометрического характера, но и смело разрушает математические системы общих уравнений теории пластичности, отказываясь от рассмотрения большинства из них и заменяя оставшиеся предельно упрощенными собственными "инженерными" уравнениями. Так, вместо классической системы уравнений равновесия *в частных производных*, полученных для бесконечно малых элементов среды, при анализе конкретных операций ОМД используют или всего одно упрощенное уравнение равновесия, записанное в простых производных и только для поверхности контакта с инструментом (инженерный метод Е. П. Унксова), или так называемый метод тонких сечений, разбивая рассматриваемое тело на конечные в одном или двух направлениях элементы (рисунок) и выводя для них упрощенные уравнения равновесия также в простых производных (как, например, в работах [12, 13]).

Между тем в современной теории пластичности в том случае, если в ходе решения удается свести задачу к уравнениям в простых производных (см., например, задачу о течении пластической массы в сходящемся коническом канале [14, с. 478—481]), то она считается решенной точно и до конца ее в большинстве случаев уже не решают (для теоретиков это неинтересно), так как даже если какое-либо уравнение в простых производных не имеет точного решения, записываемого в виде набора элементарных функций, то его всегда можно решить с любой наперед заданной точностью с помощью известных приближенных методов. Поэтому, как только получено уравнение равновесия, например по методу Е. П. Унксова, можно считать, что зада-

УДК 621.9.06

П. М. ЧЕРНЯНСКИЙ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), тел.: 8-499-178-77-67

Последействие механической системы станков

Доказано наличие остаточных смещений в беззазорной упругофрикционной системе, эквивалентных остаточной потенциальной энергии, которая вызывает последействие и снижает точность обработки.

Ключевые слова: жесткость, элемент упругости, элемент трения, последействие, точность.

Existence of residual displacements in backlash-free symmetrical multiprocessing system has been proved. Absorbed residual displacements energy is matched potential energy which activates aftereffect and runout accuracy-robbing.

Keywords: stiffness factor, elasticity detail, friction detail, aftereffect, accuracy.

В соответствии с теорией силовых смещений[1] станок можно представить как упругофрикционную систему, включающую в себя два типовых элемента — упругости и трения, которые характеризуют зависимость соответственно жесткости и силы трения от внешней силы. Эти элементы составляют модуль, обладающий принципиальными свойствами системы. Многообразие зависимостей жесткости и сил трения от внешних сил обусловливает создание множества модулей для описания разнообразных технологических систем.

Установлено, что в беззазорных упругофрикционных системах после разгрузки сохраняются остаточные силовые смещения:

$$Y_{\text{о.м}} = T/k;$$

$$Y_{\text{о}} = \sum_{i=1}^{n}\left(\sum_{i=1}^{c} T_i\right)\frac{1}{k_i}, \qquad (1)$$

где $Y_{\text{о.м}}$ и $Y_{\text{о}}$ — остаточные силовые смещения соответственно модуля и системы; T_i, k_i — силы трения и жесткость i-го модуля; n — число модулей; c — порядковый номер слагаемого.

[1] **Чернянский П. М.** Основы проектирования точных станков. Теория и расчет. М.: КНОРУС, 2010. 240 с.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 51)

ча уже решена (в последующих статьях цикла будет показана колоссальная разница в математической сложности решений уравнений в частных и простых производных). В результате математическое рассмотрение одних и тех же процессов И. Л. Перлиным [12, 13] и членом-корреспондентом АН СССР В. В. Соколовским [14] не имеет ничего общего, ни одного полностью совпадающего исходного или конечного уравнения.

Таким образом, прикладная, а тем более математическая теории пластичности являются очень смутными прообразами соответствующей традиционным понятиям математической теории ОМД. Однако в последнее время появилась и "нетрадиционная" математическая теория ОМД, а точнее — ее показное изложение, которое будет подробно рассмотрено в следующей статье цикла.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Воронцов А. Л.** Об истории создания фундаментальных понятий механики деформируемого твердого тела. Ч. 1; Ч. 2 // Вестник машиностроения. 2006. Ч. 1 — № 11. С. 80—85, Ч. 2 — № 12. С. 82—88.
2. **Воронцов А. Л.** Об истории создания фундаментальных понятий механики деформируемого твердого тела. Ч. 3; Ч. 4 // Вестник машиностроения. 2007. Ч. 3 — № 4. С. 86—92, Ч. 4 — № 5. С. 83—92.
3. **Воронцов А. Л.** Технологические задачи теории пластичности. Т. 1. М.: Машиностроение, 2006. 474 с.
4. **Ильюшин А. А.** Пластичность. М.—Л.: ГИТТЛ. 1948. 376 с.
5. **Безухов Н. И.** Теория упругости и пластичности. М.: ГИТТЛ, 1953. 420 с.
6. **Ильюшин А. А.** Труды. Т. 1. М.: Физматлит, 2003. 352 с.
7. **Прагер В., Ходж Ф. Г.** Теория идеально пластических тел. М.: ИИЛ, 1956. 398 с.
8. **Хилл Р.** Математическая теория пластичности. М.: ГИТТЛ, 1956. 407 с.
9. **Прагер В.** Проблемы теории пластичности. М.: ГИФМЛ, 1958. 136 с.
10. **Теория** пластичности / Сб. статей под ред. Ю. Н. Работнова. М.: ГИИЛ, 1948. 452 с.
11. **Малинин Н. Н.** Прикладная теория пластичности и ползучести. М.: Машиностроение, 1975. 400 с.
12. **Перлин И. Л., Ерманок М. З.** Теория волочения. М.: Металлургия, 1971. 448 с.
13. **Перлин И. Л., Райтбарг Л. Х.** Теория прессования металлов. М.: Металлургия, 1975. 448 с.
14. **Соколовский В. В.** Теория пластичности. М.: Высшая школа, 1969. 608 с.

Остаточные смещения были обнаружены уже при первых экспериментальных исследованиях жесткости станков и технологических систем. Считалось, что остаточные смещения характеризуют суммарное влияние зазоров и пластических деформаций. Но в рассматриваемом случае исследовали упругофрикционные системы, которые не имеют ни зазоров, ни пластических деформаций, а остаточные смещения наблюдаются. Согласно выражению (1) остаточные смещения зависят от жесткости и сил трения системы. Установленные зависимости отражают объективную закономерность, которой подчиняются любые механические системы, т. е. выявлен новый механизм образования остаточных смещений.

С увеличением числа n модулей, а для технологических систем — числа звеньев остаточные силовые смещения интенсивно увеличиваются.

$$Y_о = T(n^2 + n)/2k. \qquad (2)$$

Эта теоретически установленная зависимость экспериментально подтверждена исследованиями на физических моделях из одинаковых модулей с жесткостью k и силой T трения.

Каково прикладное значение остаточных силовых смещений упругофрикционных систем? Известно, что при обработке с радиальной подачей на токарных, шлифовальных, фрезерных и других станках при позиционировании точность формируется в момент окончания подачи и снижения сил резания от номинальной величины до нуля. Остаточное силовое смещение определяет относительное положение инструмента и заготовки по окончании резания, а следовательно, точность обработанных деталей и точность позиционирования после прекращения подачи.

Рассеяние жесткости и сил трения в звеньях привода подач приводит к изменению остаточного смещения, как и следует из зависимости (1), а также рассеянию точности обработки. На рисунке приведена схема шлифования с радиальной подачей. Шлифовальную бабку с приводом жесткостью k и силой T трения в направляющих можно представить как одномодульную упругофрикционную систему. Здесь $Y_о$ — разность наибольших и наименьших остаточных силовых смещений, что соответствует наибольшей погрешности обработки на радиус $\Delta r = Y_о$. Если принять вес подвижных частей равным 2000 Н, коэффициент трения в направляющих скольжения $\mu = 0{,}3$, жесткость привода $k = 40$ Н/мкм, то остаточное силовое смещение составит $Y_о = 15$ мкм; при направляющих качения $\mu = 0{,}03$ и $Y_о = 1{,}5$ мкм. Значения остаточных смещений и погрешностей обработки настолько значительны, что их следует учитывать.

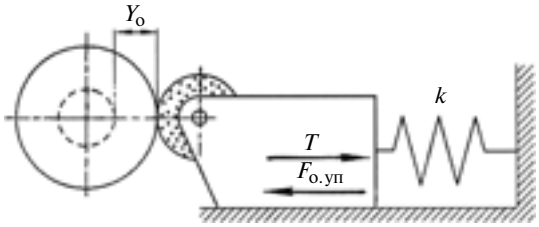


Схема шлифования с радиальной подачей (k — жесткость привода, T — сила трения в направляющих)

Известные приемы снижения сил трения в станках, такие как применение специальных материалов, смазочных материалов, замена трения скольжения трением качения, наложение колебаний на подвижный узел станка в конце цикла резания или позиционирования и др. повышают точность перемещений в несколько раз.

Не имея строгой математической зависимости точности обработки от сил трения, конструкторы искали решения по снижению сил трения опытным путем. Известны конструкции шлифовальных бабок с направляющими скольжения или качения, поворачивающимися вокруг некоторой оси. При переходе от направляющих скольжения к направляющим качения уменьшаются сила трения, остаточные смещения, стабилизируется подача, что очень важно для данной группы станков, с микрометровыми подачами.

Остаточные силовые смещения в целом следует рассматривать как потенциал повышения рассеяния точности обработки при радиальной подаче инструмента в диапазоне возможных изменений отношения силы трения к жесткости привода подач. Кроме того, по остаточным силовым смещениям можно судить и о других процессах формирования точности обрабатывающих станков.

Зависимость (1) получена для беззазорных упругофрикционных систем. Не учитывает она и пластических деформаций. Следовательно, остаточные силовые смещения по своей сути являются упругими смещениями $Y_{уп}$, т. е. $Y_о = Y_{уп}$. Тогда из зависимости (1) следует, что произведение $Y_о k$ представляет собой остаточную силу $F_{о.уп}$ упругости, которая уравновешивается силой трения системы, т. е. имеем:

для модуля:

$$Y_о k = Y_{уп} k = F_{о.уп} = T, \qquad (3)$$

для системы:

$$F_{о.уп} = \sum_{i=1}^{n} \sum_{i=1}^{c} Y_{оi} k_i. \qquad (4)$$

Данная закономерность прослеживается и на физической модели: при разгрузке системы силами $F_{уп}$ упругости сила T трения (см. рисунок) уравновешивает остаточную силу $F_{о.уп}$ упругости.

Свойства упругофрикционных систем, описываемые зависимостями (3) и (4), можно воспринимать как закон: в упругофрикционной системе после разгрузки сохраняются остаточные силы упругости, уравновешенные силами трения этой системы. Это распространяется на все механические системы, по крайней мере, в условиях земного тяготения.

Интегральные остаточные силы упругости находятся через остаточные смещения $Y_о$ системы по зависимости (1), которые для упругофрикционной системы могут быть только упругими: $Y_о = Y_{о.уп}$, что необходимо всегда иметь в виду. В противном случае из уравнения (2) следует, что жесткость k системы зависит от сил трения: $k = \frac{T}{Y_о}\frac{(n^2+n)}{2}$, что категорически невозможно, так как сила трения равна остаточным силам упругости системы, а остаточное смещение — остаточным упругим смещениям.

Остаточные силы упругости как напряжения распределены между деталями и стыкующимися объектами реальной технологической системы, т. е. после разгрузки система находится в напряженном состоянии. Снять эти напряжения полностью не позволяют распределенные силы трения системы. При всяком случайном воздействии на такую систему, например в виде колебаний даже с амплитудой в сотые доли микрометра, силы трения на какое-то мгновение уменьшаются и остаточные силы упругости вызывают смещения в системе до величины, при которой устанавливается новое равновесное состояние на другом уровне — при меньших силах трения и остаточных силах упругости.

Какова же роль остаточных сил упругости? Они поддерживают конструкцию в напряженном состоянии. При всяком, даже мгновенном, снижении сил трения остаточные силы упругости являются той движущей силой, которая вызывает смещение системы и изменение ее точности без видимых причин.

В экспериментах с силовыми смещениями при исследовании и проверке станков на жесткость часто смещения, зарегистрированные сразу после разгрузки, существенно отличаются от смещений, зарегистрированных через некоторое время. Это обстоятельство, замеченное еще в начале XX в. на образцах из металла, получило название "последействие". При этом внешние силы не изменяются, и нет возмущающих воздействий. Аналитические выражения (3) и (4) устанавливают силу — остаточную силу упругости, которая и вызывает последействие в технологических системах.

Остаточные силы упругости постоянно изменяют силовые смещения, а следовательно точность станков и обработки. Наличие остаточных силовых смещений и остаточных сил упругости предопределяет их проявление в характеристике силовых смещений (ХСС). До настоящего времени существовало мнение: площадь петли, ограниченная ХСС, эквивалентна работе сил трения. Однако расчет и анализ составляющих работ модуля при нагрузке-разгрузке показал, что кроме работ сил трения ХСС содержит работу $A_{п.о}$ потенциальной остаточной энергии. С учетом зависимости (3) остаточную потенциальную энергию можно представить как функцию остаточных силовых смещений $Y_о$ и остаточной силы $F_{о.уп}$ упругости:

$$A_{п.о} = Y_о^2 k/2 = Y_о F_{о.уп}/2. \qquad (5)$$

Согласно выражению (5) площадь, ограниченная ХСС, включает в себя не только работу сил трения, но и потенциальную энергию, которая всегда направлена на изменение равновесия системы при всяком случайном изменении ее жесткости и сил трения. В реальной технологической системе смещаются инструмент и заготовка, изменяется точность обработки. При этом следует учитывать, что за цикл обработки заготовки силы резания могут многократно увеличиваться и уменьшаться, в результате чего всегда будет иметь место остаточная потенциальная энергия.

Существуют модули и реальные конструкции без видимых остаточных силовых смещений и остаточных сил упругости. Но и в этих случаях имеются такие силы, как вес деталей и соответствующие силы трения, следовательно, должны быть и независимые элементы трения, и остаточные силовые смещения, может быть, менее значительные. В данной работе рассмотрен наиболее общий случай.

Экспериментально были исследованы физические модели элементов трения в виде ползунов (измеряли их тангенциальные силовые смещения), однако остаточные смещения наблюдались и в шпиндельных узлах, где преобладают изгиб и нормальные силовые смешения.

УДК 621.91.01

С. В. ШВЕЦ, канд. техн. наук (Сумский ГУ, Украина, г. Сумы), e-mail: shvets46@yandex.ru

Оптимизация режимов точения при использовании виртуального оборудования

Представлена усовершенствованная физическая модель процесса резания, которая расширена новыми понятиями: КПД системы резания, предельная работа инструмента, показатель пластичности материала. Расчетная программа позволяет рассчитать характеристики процесса резания без предварительных совместных испытаний инструментального и обрабатываемого материалов.

Ключевые слова: системы резания, работа, КПД системы резания, стойкость инструмента, режим резания, параметры шероховатости, модель.

Cutting operation improved physical analog was set out. Its improvements include some advanced ideas: cutting system efficiency, tool maximum permissible performance, material plasticity index. Design program makes it possible to calculate cutting operation performance without preliminary integration tests of instrumental and work materials.

Keywords: cutting systems, work, cutting system efficiency, tool life, cutting conditions, roughness parameters, analog.

При проектировании токарной операции основными характеристиками процесса являются параметры режима резания (v, S, r); параметры лезвия (γ, α, φ, λ, β, r, ρ); стойкость T инструмента; машинное время τ; параметры шероховатости обработанной поверхности (Rz, Ra); температура θ резания; коэффициент K_l укорочения стружки; составляющие силы резания (P_x, P_y, P_z); напряжение σ; износ h лезвия; форма и величина B нароста; показатели свойств обрабатываемого и инструментального материалов ($M_о$, $M_и$). Таким образом, исходные данные — множество $\mathbf{I} = \{v, S, t, \gamma, \alpha, \varphi, \lambda, \beta, r, \rho, M_о, M_и\}$. Причем, при оптимизации перехода неизменными остаются только свойства обрабатываемого материала, т. е. $M_о$, при условии, что деталь не подвергается предварительному физическому воздействию (высокие и низкие температуры, пластическое деформирование и т. д.).

Остальные элементы множества $\mathbf{I}$ подбирают таким образом, чтобы обеспечить необходимые стойкость (T), требуемую шероховатость поверхности (Rz, Ra), максимальную производительность (τ) и минимальную стоимость обработки (C). Цель проектирования — оптимизация элементов множества $\mathbf{Y} = \{T, Rz, Ra, \tau, C\}$.

Элементы множества $\mathbf{W} = \{\theta, K_l, P_x, P_y, P_z, \sigma, h, B\}$ используют при контроле и анализе проектирования, обобщении практических наблюдений и объяснении результатов научных исследований.

Традиционно множество $\mathbf{Y}$ формируется на основании эмпирических выражений, которые не отражают физические модели, ограничены их параметрами и требуют громоздких баз данных. Это вызвано тем, что резание — сложнейшая комбинация простых разрушающих и деформирующих процессов. В зоне резания наблюдаются неоднородная деформация, знакопеременная нагрузка материла; есть зоны, находящиеся в пластическом состоянии, есть — в упругом состоянии. В отдельных зонах происходят разрушение и через некоторое время схватывание (сварка трением). Поэтому чистыми положениями теорий деформаций и разрушений самостоятельно нельзя отобразить процесс стружкообразования, так как каждая локальная зона резания характеризуется присущим только ей состоянием.

Процесс резания описывается функцией $C_о = (\mathbf{I}, \mathbf{Y}, \mathbf{W})$. Число неизвестных, к сожалению, превосходит число уравнений, отражающих процесс резания. Поэтому широкое распространение получили эмпирические выражения, являющиеся неким "черным ящиком". Зачастую режим резания устанавливают на основании практического опыта. Следовательно, при проектировании нет веских доказательств того, что принятые решения являются оптимальными и относительно обеспечения стойкости инструмента и высокой производительности, и относительно требуемого качества обработанной поверхности. Поэтому есть необходимость в совершенствовании физической модели процесса резания и разработке соответствующей математической модели.

Предельная работа инструмента

Чтобы уравнять число неизвестных и число уравнений математической модели необходимо усовершенствовать физическую модель процесса. Если на данном уровне науки о резании металлов не удается при математическом моделировании объединить достижения термодинамики и статистической физики, то следует изменить физическую модель, т. е. использовать такой комплексный фактор, который объединяет положения статистики и термодинамики.

Такой комплексной величиной является работа. Различают предельно возможную работу конкретного лезвия из конкретного материала и работу, выполненную системой резания в текущий момент времени.

Предельную (наибольшую) работу пластин из различных материалов можно установить экспе-

риментально [1—3], но можно и рассчитать эту величину.

При правильно выбранном материале износ инструмента преимущественно зависит от усталостных явлений, которые развиваются под действием циклического нагружения микронеровностей, имеющихся на поверхности, обрабатываемым материалом. При этом выполняется некоторая работа.

Элементарная работа при разрушении слоя инструментального материала имеет вид: $dA = \sigma_в u dW$, где $\sigma_в$ — предел прочности при сжатии инструментального материала; u — предельное, разрушающее число циклов для инструментального материала; dW — разрушенный в результате изнашивания элементарный объем. Тогда $A = \sigma_в u \int dW$.

Выбрав значения заднего угла α, угла ε при вершине, вспомогательного угла φ' в плане, радиуса r при вершине и износа h по задней поверхности, можно рассчитать изношенный объем [4]:

$$W = 7{,}384 \cdot 10^5 \frac{t^{0,41} r^{0,35} h^{2,11}}{(\varphi')^{0,25} \alpha \varepsilon^{1,92}}.$$

Таким образом, по заданному износу h по задней поверхности для конкретного лезвия, наибольшую работу, а следовательно, и предельную работу всей системы резания рассчитываем по формуле

$$A = \sigma_в u W(h). \qquad (1)$$

В выражении (1) множитель u можно корректировать в сторону уменьшения, если механизм изнашивания отличается от усталостного (повышенные абразивные свойства обрабатываемого материала, высокая температура в зоне резания).

Работа в системе резания

Рассчитать точно работу при различных условиях резания в настоящее время нельзя. Однако можно получить приближенное значение, принимая за исходную величину удельную работу разрушения образца при стандартном испытании и КПД системы резания.

При стандартном испытании удельная работа при разрушении образца:

$$A_0 = \int_0^{\varepsilon_в} \sigma(\varepsilon) d\varepsilon, \qquad (2)$$

где $\sigma(\varepsilon)$ — напряжение, зависящее от относительной деформации ε; $\varepsilon_в$ — предельная относительная деформация.

В связи со сложностью процессов, происходящих при удалении стружки с поверхности заготовки, расход энергии при этом больше, чем при разрыве испытуемого образца. Отношение удельной работы при разрушении образца при стандартном испытании [см. формулу (2)] к удельной работе в системе резания, которая составляет $A_1 = \frac{P_z}{St}$, можно принять за КПД ω системы резания, который находим по формуле [2]

$$\omega = \frac{St}{P_z} \int_0^{\varepsilon_в} \sigma(\varepsilon) d\varepsilon. \qquad (3)$$

КПД системы резания является показателем эффективности использования потребляемой энергии. Однако установить точное значение P_z в формуле (3) для конкретных условий обработки можно только экспериментально, следовательно, теряется прогнозирующая способность рассматриваемой методики. Поэтому предложено КПД системы резания рассчитывать по формуле

$$\omega = 0{,}91(1 - k_S) v^{0,14} S^{0,48} t^{0,15}, \qquad (4)$$

где k_S — коэффициент, учитывающий пластические свойства обрабатываемого материала.

Как уже отмечалось [3], в силу особенностей процесса резания, точность расчетов параметров режима всегда невысока. Поэтому результаты, полученные при использовании формулы (4), можно считать удовлетворительными. Таким образом, по механическим свойствам обрабатываемого материала и КПД системы резания рассчитываем удельную работу при реализации конкретного процесса точения:

$$A_1 = \frac{A_0}{\omega}. \qquad (5)$$

В случае четко определенных граничных условий для многократно применяемого процесса можно установить зависимость $P_z = P_z(v, S, t)$ и использовать для определения КПД системы резания формулу (3).

Учет пластичности обрабатываемого материала

На рис. 1 показаны зависимости тангенциальной составляющей P_z силы резания, коэффициента K_l усадки стружки и параметра Ra шероховатости от скорости v резания при точении стали 45. При увеличении скорости резания тангенциальная составляющая P_z силы резания и коэффициент усадки стружки уменьшаются и, достигнув минимальных значений, увеличиваются до некоторого максимума, затем снова уменьшаются. Начиная с этой скорости резания снижается и параметр шероховатости обрабатываемой поверхности. Очевидно, что снижение силы резания и коэффициента усадки стружки при еще сохраняющейся наибольшей шероховатости обработанной поверхности при скорости резания >50 м/мин связаны с повышенными пластическими деформациями в зоне резания.

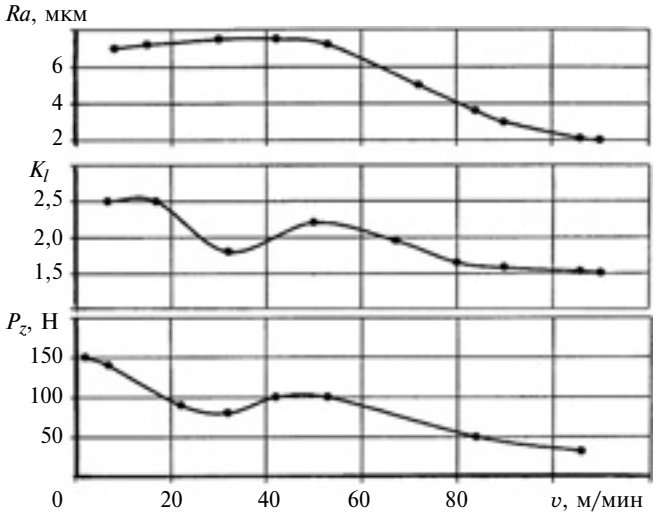


Рис. 1. Влияние скорости резания на параметр шероховатости *Ra*, коэффициент K_l укорочения стружки и главную составляющую P_z силы резания (обрабатываемый материал — сталь 45; подача S = 0,26 мм/об; глубина резания t = 0,5 мм)

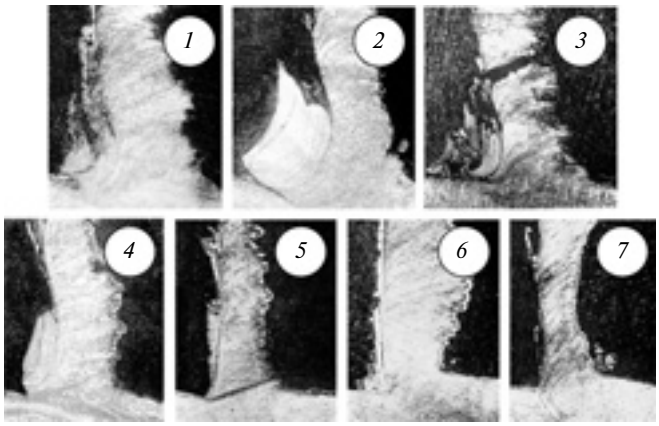


Рис. 2. Корни стружек при резании молибденового сплава ЦМ-2А [5] [толщина среза a = 0,2 мм; v = 15 (*1*); 20 (*2*); 30 (*3*); 40 (*4*); 80 (*5*); 101 (*6*); 143 (*7*) м/мин]

Сопоставление зависимостей, приведенных на рис. 1, с микрофотографиями зоны стружкообразования (рис. 2), показало, что данный интервал скоростей резания соответствует наиболее интенсивному образованию нароста.

Микрофотографии на рис. 2 получены при резании молибденового сплава, но влияние скорости резания на основные характеристики стружкообразования приблизительно такое же, как и при резании стали [5]. Следовательно, показатели P_z, K_l, *Ra* зависят от пластической деформации в зоне резания. Кроме того, с увеличением пластичности материала расширяется интервал скоростей резания, при котором пластические деформации особенно развиты, и область максимальных пластических деформаций смещается в сторону высоких скоростей.

Влияние скорости резания и свойств обрабатываемого материала на коэффициент k_S аппроксимируется выражением

$$k_S = 0{,}33\left(\frac{v+350}{580\eta^{0{,}24}}\right) e^{-\left(\frac{v+350}{580\eta^{0{,}24}}\right)^6},$$

где $\eta = \frac{\varepsilon_в}{\sigma_в}$ — показатель пластичности обрабатываемого материала [2], ГПа$^{-1}$. Зависимости изменения k_S от скорости резания для материалов разной пластичности показаны на рис. 3.

При резании существуют два основных фактора, связанных с механизмом стружкообразования, которые оказывают влияние на параметры шероховатости обработанной поверхности: геометрический — совокупность геометрических параметров и параметров движения лезвия, и пластический — развитие пластической деформации в зоне резания. Очевидно, что на шероховатость поверхности влияют зазубренность режущей кромки и вибрации, но эти факторы не являются следствием резания, а определяются качеством инструмента, оборудования и приспособлений.

Для расчета параметров шероховатости используем формулы [6]:

$$Rz = S\frac{\mathrm{tg}\varphi'\mathrm{tg}\varphi}{\mathrm{tg}\varphi'+\mathrm{tg}\varphi} + \frac{r}{\mathrm{tg}\varphi'+\mathrm{tg}\varphi}\left[\mathrm{tg}\varphi'\left(1-\frac{1}{\cos\varphi}\right)+\mathrm{tg}\varphi\left(1-\frac{1}{\cos\varphi'}\right)\right]; \quad (6)$$

$$Rz = r - \frac{\sqrt{4r^2-S}}{2}; \quad (7)$$

$$Rz = r(1-\cos\varphi) + S\sin\varphi\cos\varphi - \sin\varphi\sqrt{S\sin\varphi(2r-S\sin\varphi)}; \quad (8)$$

$$Rz = r(1-\cos\varphi') + S\sin\varphi'\cos\varphi' - \sin\varphi'\sqrt{S\sin\varphi'(2r-S\sin\varphi')}. \quad (9)$$

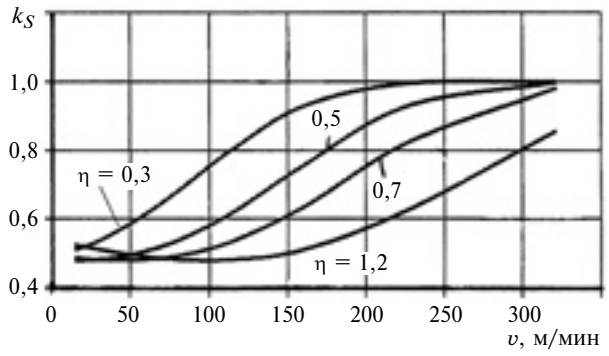


Рис. 3. Влияние скорости резания на коэффициент k_S при разных значениях η

Если ось x совместить со средней линией профиля поверхности, то среднее арифметическое отклонение профиля определяется как

$$Ra = \frac{1}{l}\left(\int_0^{x_a}|y(x)|\mathrm{d}x + \int_{x_a}^{x_b}|y(x)|\mathrm{d}x + \ldots + \int_{x_n}^{l}|y(x)|\mathrm{d}x\right). \quad (10)$$

где l — длина базовой линии; x_a, x_b, ..., x_n — координаты, ограничивающие функцию $y(x)$ на оси x.

Разработан алгоритм для автоматического выбора одной из указанных выше формул [2].

Шероховатость поверхности формируется в зависимости от сочетания геометрии лезвия и подачи. Однако это еще не окончательный микрорельеф, поскольку происходят еще и пластические деформации. При больших скоростях резания, когда пластические деформации незначительны, расчетные значения Ra совпадают с экспериментальными.

С увеличением пластической деформации в зоне резания (при снижении скорости резания) экспериментальные значения Ra значительно отличаются от расчетных.

Анализ форм микронеровностей с учетом условий стружкообразования [2, 7, 8] позволил установить три основные причины возникновения пластической составляющей. Во-первых, возможен сдвиг соседних слоев в результате разрушения с последующим "залечиванием" в пластической зоне у вершины лезвия, которая может развиваться и выходить на наружную поверхность заготовки. И после прохода лезвия остается на остаточном гребешке в виде нароста. Во-вторых, в результате наличия пластической зоны перед вершиной лезвия радиус кривизны линии скольжения, по которой металл отделяется от заготовки, меньше радиуса при вершине лезвия. В-третьих, происходит пластическое изменение остаточного гребешка в результате неразрушающих деформаций в основной плоскости.

Если при обработке материалов, обладающих в той или иной мере свойствами пластичности, у вершины лезвия создается пластическая зона, то часть ее, благодаря своей подвижности, может вытесняться на обработанную поверхность, изменяя параметры шероховатости (рис. 4, см. обложку).

Таким образом, на вершине микронеровности образуется нарост, высота которого ограничивается вспомогательной режущей кромкой. Величина пластического вытеснения металла определяется коэффициентом k_S.

При точении стали 45 со скоростью резания $v \leqslant 49$ м/мин наростов на микронеровностях не было, однако радиусы кривизны впадин, микронеровностей отличались от радиуса при вершине лезвия (рис. 5, см. обложку). Средний радиус кривизны впадины составил $R = 0{,}28$ мм (радиус при вершине лезвия $r = 0{,}8$ мм), т. е. радиус кривизны линии скольжения, по которой стружка отделяется от заготовки, составляет k_R частей радиуса r при вершине лезвия. При этом $k_R = 1—2{,}5k_S$. Следовательно, шероховатость увеличивается не в результате увеличения высоты микронеровности, а в результате увеличения глубины впадины.

Рассчитать Rz и Ra при значительных пластических деформациях в зоне резания можно по выражениям (6)—(10), подставив вместо подачи S фиктивную подачу $S_ф = S(1 + k_S)$, а вместо радиуса при вершине лезвия фиктивный радиус $R_ф = rk_R$.

Пластическое изменение микронеровности мало, поэтому его можно не рассматривать.

Последовательность расчета

Исходными данными для расчета являются показатели механических свойств материала, размеры заготовки, показатели физико-механических свойств материала и параметры режущей части инструмента, его предельный износ по задней поверхности, параметры относительного движения, расположения инструмента и заготовки (рис. 6, см. обложку).

По формуле (2) рассчитываем A_0, а КПД системы резания — по выражениям (3) или (4).

Удельною работу резания рассчитываем по формуле (5), затем — тангенциальную силу резания $P_z = A_1St$. По выражению (1) определим наибольшую работу A резания, что позволит рассчитать стойкость инструмента: $T = \dfrac{A}{P_z v}$.

По формулам (6)—(10), учитывая влияние пластической деформации (k_S, k_R), рассчитаем параметры Rz, Ra.

Время, необходимое для полной обработки заготовки $\tau = \dfrac{L}{nS}$, где L — длина заготовки, n — частота вращения.

Таким образом, определим основные составляющие множества **Y**. Для контроля проектирования рассчитаем элементы множества **W**. Полная работа резания $A_с = AvSt\tau$. Если $A_с \geqslant A$, то износ инструмента достиг критического значения.

Расход ресурса работоспособности составляет $R = \dfrac{A_с}{A}$.

Расход энергии можно оценить как по КПД системы резания, так и по коэффициенту усадки стружки. Согласно работам [2, 9] коэффициент укорочения стружки функционально связан с удельной работой A_1 резания и пределом $\sigma_{п.ц}$ пропорциональности обрабатываемого материала:

$$K_l = \mathrm{e}^{\chi + \sqrt[1]{\frac{A_1}{2\sigma_{п.ц}}}},$$

где $\chi = \dfrac{\ln\sigma_в - \ln\sigma_{п.ц}}{\ln\varepsilon_в - \ln\varepsilon_{п.ц}}$ — показатель упрочнения обрабатываемого материала ($\sigma_в$ — предел прочности, $\varepsilon_в$ — деформация разрушения, $\varepsilon_{п.ц}$ — максимальная упругая деформация).

Температуру резания определим как $\theta = k(A_1)^q$. Значения k и q устанавливают экспериментально.

При проектировании токарной операции необходимо контролировать температуру резания, так как при $\theta \geqslant \theta_{кр}$ инструментальный материал теряет режущие свойства.

Таким образом, механические свойства инструментального и обрабатываемого материалов позволяют установить взаимосвязь между основными характеристиками процесса резания.

Учитывая присущую процессу точения стохастичность, можно сделать вывод, что полного совпадения расчетных и практических результатов не может быть вообще. И эта проблема неразрешима до тех пор, пока не будет выяснен механизм влияния скорости резания на внутреннюю энергию в обрабатываемом материале при целенаправленном разрушении.

Преимущества новой концепции расчетов заключаются в том, что предложен гибкий, удобный для автоматизированных расчетов математический аппарат. Результаты расчетов соответствуют экспериментальным исследованиям (рис. 7). Особенно важно, что математическая модель позволяет рассчитать характеристики процесса резания при точении без совместных испытаний инструментального и обрабатываемого материалов. Кроме того, данный расчетный комплекс можно адаптировать к конкретным условиям производства в случае уточнения зависимости P_z от режима резания. Если расчеты базируются на измерениях силы резания при точении, то их погрешность будет определяться только отличием показателей механических свойств инструментального материала от среднестатистических значений.

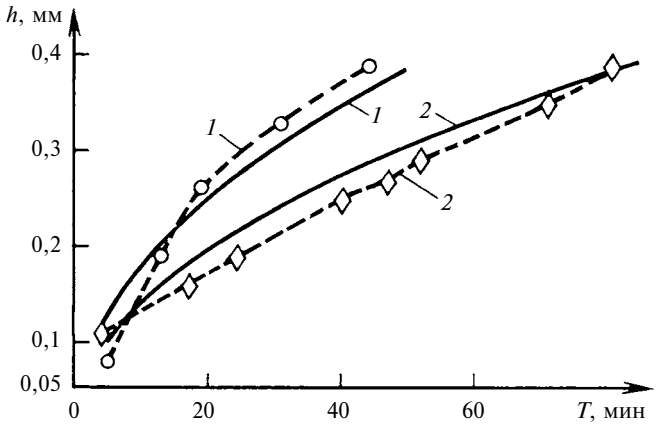


Рис. 7. Сравнение расчетных (*2*, *3*) и экспериментальных (*1*, *4*) значении износа инструментальных материалов ВК6 (*1*, *2*) и Т30К4 (*3*, *4*) (обрабатываемый материал Х18Н9Т, v = 90 м/мин, S = 0,07 мм/об; t = 0,1 мм)

На основании усовершенствованной физической модели процесса резания разработана математическая модель, которая содержит новые в теории резания понятия: КПД системы резания, предельная работа инструмента, показатель пластичности материала.

Данная математическая модель может развиваться, т. е. она не только отображает знания теории резания металлов, но и способна пополняться новыми.

Расчетная программа компактна, не требует больших баз данных. В базу данных для обрабатываемых материалов включают параметры зависимостей напряжений от деформаций, полученные при стандартных испытаниях на прочность, а также коэффициент и показатель степени в выражении температуры резания. Например, если материал заготовки сталь 45, то $\sigma_в$ = 0,7 ГПа, $\varepsilon_в$ = 0,55, $\sigma_{пц}$ = 0,36 ГПа, $\varepsilon_{пц}$ = 0,0017; $k = 11 \cdot 10^4$, $q = -1{,}2$. Параметры кривой "растяжение—сжатие" можно задавать в виде зависимости $\sigma = \sigma(\varepsilon)$. В базу инструментальных материалов входят: предел прочности при сжатии, критическая температура и предельное число циклов. Так, для инструментального материала Т15К6 имеем: $\sigma_в$ = 1,1 ГПа, $\theta_{кр}$ = 800 °С, $u = 10^5$.

Проектирование по предложенной методике представляет собой выбор приемлемых параметров обработки в процессе точения на виртуальном оборудовании.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Швец С. В.** Расчет режимов резания // Сверхтвердые материалы. 2001. № 1. С. 88—91.
2. **Швец С. В.** Системный анализ теории резания. Сумы: СумГУ, 2009. 212 с.
3. **Швец С. В.** Новая концепция расчетов характеристик процесса резания // Вестник машиностроения. 2010. № 5. С. 51—56.
4. **Швец С. В.** Математическая модель процесса резания при точении // Надежность инструмента и оптимизация технологических систем. Сб. науч. тр. 2010. № 26. С. 286—292.
5. **Зорев Н. Н., Фетисова З. М.** Обработка резанием тугоплавких сплавов. М.: Машиностроение, 1966. 226 с.
6. **Исаев А. И.** Влияние материала режущей части инструмента на чистоту обработанной поверхности // Чистовая обработка конструкционных металлов. М.: Машгиз, 1951. С. 66—69.
7. **Швец С. В.** Расчет шероховатости обработанной поверхности при точении // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2009. № 4(18). С. 27—32.
8. **Швец С. В., Яненко М. Б.** Определение параметров шероховатости при точении // Вісник сумського державного університету. 2006. № 12(96). С. 116—124.
9. **Швець С. В.** Системний підхід до теорії різання. Київ: УМК ВО, 1992. 120 с.

УДК 621.771.014

В. Б. ПРОТАСЬЕВ, д-р техн. наук, Н. Н. БАТОВА, канд. техн. наук (Тульский ГУ), e-mail: imstulgu@pochta.ru

Модернизация винтовых валков для холодной поперечно-винтовой прокатки

Рассмотрены возможности чередования формирующих и калибрующих участков на винтовых валках с целью снижения нагрузок и повышения качества прокатываемых изделий.

Ключевые слова: винтовые валки, поперечно-винтовая прокатка, пруток, формирующий и калибрующий участки.

Possibilities of alternation of form and calibrate complementarity-determining regions on screw rolls with the aim of load dropping and improvement in quality of rollable products were considered.

Keywords: screw rolls, oblique rolling, rod, form and calibrate complementarity-determining regions.

Поперечно-винтовая прокатка (ПВП) мелких деталей, представляющих собой тела вращения, является высокопроизводительным и автоматизированным процессом, схема которого показана на рис. 1. Калиброванный пруток *2* подается между гладким направляющим *1* и профильным *3* валками. Валок *3* формирует изделие путем постепенного увеличения профильной реборды, и в итоге отделяет сформировавшееся изделие *6* от еще не сформированного. Верхняя *4* и нижняя *5* проводки удерживают пруток в зоне деформирования. Проводку *5* настраивают так, чтобы центр прутка располагался несколько ниже плоскости O_1O_2, что обеспечивает стабильное базирование прутка. Гладкий валок располагают обычно горизонтально, а профильный — под углом ε, что обеспечивает перемещение прутка вдоль гладкого валка и проводок под действием осевой силы $F_о$.

Диаметры гладкого валка ($d_г$) и гладкой части ($d_п$) профильного валка должны быть строго одинаковые, в противном случае проскальзывание формирующегося изделия по одному из них дестабилизирует процесс ПВП.

Поперечно-винтовая прокатка разработана в СССР под руководством академика А. Н. Целикова и успешно применяется в разных странах в массовом производстве при изготовлении точных заготовок шаров, роликов и в ряде случаев изделий, не требующих доработки.

Для получения качественных заготовок в работе [1] сформулированы основные требования к ПВП: 1) деформации не должны превышать допустимых для прокатываемого металла значений; 2) число циклов обжатия (или число оборотов заготовки) за период ее формирования должно быть минимально достаточным. Однако эти требования противоречат друг другу, так как для выполнения первого нужно увеличить длину формирующей части, а второго — уменьшить ее.

В период формирования (рис. 2) заготовки попеременно испытывают разнонаправленные нагрузки: точки *4* и *2* (рис. 2, *а*) испытывают сжатие, точки *1* и *3* — растяжения; при повороте заготовки на 90° точки *1* и *3* испытывают сжатие, а точки *4* и *2* — растяжение (рис. 2, *б*). Сердцевина заготовки становится рыхлой, и этот потенциально возможный дефект, который может быть устранен при правильном проектировании процесса, сужает область использования ПВП.

В работе [2] предложена методика расчета профильного валка, позволяющая значительно сократить число циклов обжатий путем неравномерного изменения высоты реборды. Деформационные характеристики при этом не превышают допустимых значений. Деформации испытывает в основном перемычка, соединяющая формируемые изделия (рис. 3). Если при большем диаметрах перемычки

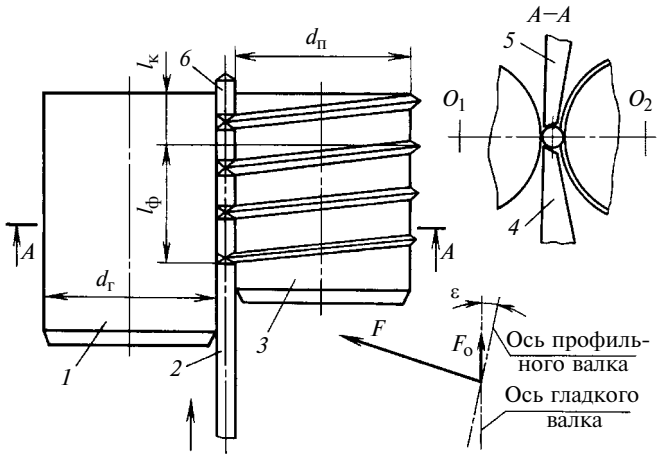


Рис. 1. Схема холодной ПВП

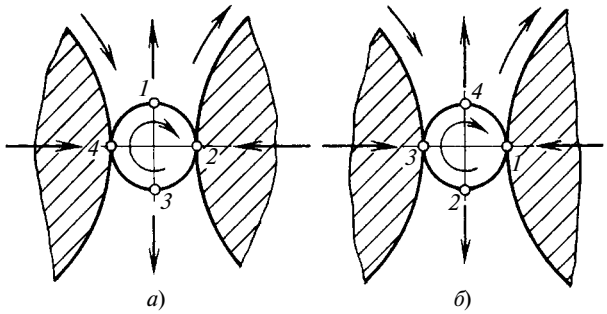


Рис. 2. Схема обжатия цилиндрической части формируемой заготовки при ее повороте на 90°

назначить большее обжатие, а при меньшем — меньшее, то можно уменьшить число циклов обжатия и устранить рыхлость сердцевины. Деформации при этом будут находиться в допустимых пределах. Зависимости, приведенные в работе [2], обеспечивают равномерное деформирование перемычки, что особенно важно.

У традиционной конструкции профильных валков есть один существенный недостаток: формирующая часть ($l_ф$) валка (см. рис. 1) имеет реборду, изменяющуюся по высоте с переменным шагом вдоль оси валка, а калибрующая часть ($l_к$) — реборду, постоянную по высоте и с постоянным шагом.

Исследования ПВП показали, что для окончательной калибровки заготовки достаточно четырех—пяти оборотов, и тогда при диаметре прокатываемого изделия $d = 5 \div 6$ мм и диаметре цилиндрической части валков $d_п = 180 \div 200$ мм угловую протяженность калибрующего участка можно уменьшить до 20 и 30° вместо традиционных 180 или даже 360°.

Формирующий участок испытывает значительные нагрузки, и за один оборот изделия не успевает откалиброваться вновь сформированная за счет увеличения высоты реборды часть торцевого профиля. На рис. 3 показаны два положения формируемого изделия: начало цикла очередного обжатия (рис. 3, *а*) и его окончание (рис. 3, *б*). Приращение Δh соответствует объему металла Δw, который должен переместиться в сформировавшуюся часть изделия: $\Delta w = w_1 - w_2$, где w_1 и w_2 — объемы металла в перемычках соответственно в начале и в конце цикла обжатия.

Если этого не происходит, нагрузка перераспределяется на следующий цикл обжатия и т. д., что дестабилизирует процесс формирования изделия. На торцах изделий наблюдается шелушение поверхности, что косвенно подтверждает наличие избыточных нагрузок. Исправить это можно, если после каждого одного—двух циклов обжатий проводить калибровку изделия в течение одного его оборота, т. е. периодически выполнять последовательно формирование и калибровку.

Расчет профильного валка в принципе аналогичен расчету, приведенному в работе [2]. Нужно только состыковать формирующие и калибрующие участки в соответствии с расчетной схемой, приведенной на рис. 4. На развертке по диаметру показана ширина b реборды по ее основанию, рассчитанная исходя из равенства объемов изделия в начале и конце циклов обжатия по рекомендациям работы [1].

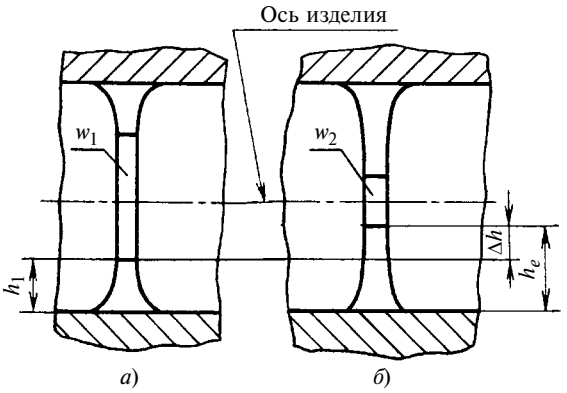


Рис. 3. Схема формирования изделия за один цикл обжатия

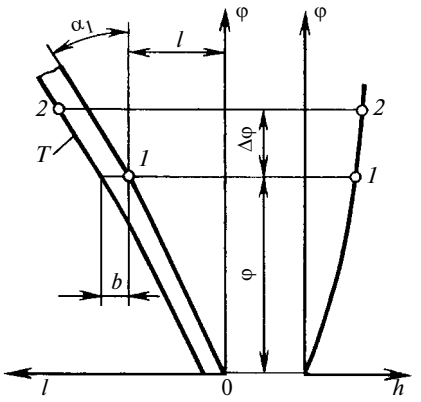


Рис. 4. Схема стыковки промежуточного калибрующего участка с формирующим

Если формирующий участок определяется угловой φ и линейной l координатами и известна ширина b основания реборды, то угол калибрующего участка можно определить по формуле $\Delta\varphi = (d360/D)m$, где $m = 0{,}5 \div 1$ — число оборотов изделия на калибрующем участке. Участок *1—2*, соответствующий углу Δφ, образуется перемещением точки *1* в положение *2* под углом α_1:

$$\mathrm{tg}\alpha_1 = \mathrm{d}l/\mathrm{d}\varphi. \qquad (1)$$

С достаточной для расчета точностью формулу (1) можно заменить более удобной: $\mathrm{tg}\alpha_1 = \Delta l/\Delta\varphi$, где $\Delta\varphi = 0{,}5° \div 1°$; Δl — приращение координаты l, соответствующее углу Δφ. Шаг на участке *1—2* определяем по формуле $T = 360\Delta l/\Delta\varphi$. Высота h реборды на формирующих участках постепенно возрастает, а на калибрующих участках *1—2* (см. рис. 4) остается постоянной.

Правильность конструкции профильного валка можно оценить с помощью 3D модели.

Таким образом, модернизацию профильных валков можно свести к выполнению следующих рекомендаций:

1) обжатия перемычки должны быть пропорциональны ее диаметру, а деформации — постоянными по величине;

2) формирующие участки должны чередоваться с калибрующими, без увеличения общей длины профильного валка.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Грановский С. П.** Прокатка в винтовых калибрах шаров и заготовок для цилиндрических и втулочных изделий // Производство точных заготовок машиностроительных деталей прокаткой. М.: НИИинформтяжмаш, 1968.

2. **Протасьев В. Б., Юдин Д. И.** Проектирование валков для холодной поперечно-винтовой прокатки // Сб. науч. тр. междунар. конф. "Клиновая прокатка в машиностроении". Минск, 2002.

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658.5:62-226.2

А. А. КУТИН, д-р техн. наук, М. В. ТУРКИН (МГТУ "СТАНКИН", г. Москва), e-mail: aak@stankin.ru

Повышение эффективности изготовления компрессорных лопаток газотурбинных двигателей на основе производственных ячеек замкнутого технологического цикла

Рассмотрены принципы формирования модели процесса изготовления деталей газотурбинных двигателей. Предложен алгоритм, основанный на формировании критерия структурной организации для построения производственной ячейки замкнутого технологического цикла.

Ключевые слова: оптимизация производства, гибкое производство, моделирование процесса, критерий оптимизации, групповая технология, производственная ячейка, газотурбинный двигатель, лопатка компрессора.

Foundations of formation of model of manufacture of gas turbine engine components were examined. One offers algorithm based on forming criterion of constructive stage-management with aim to generate cell of closed-circuit work cycle.

Keywords: production optimization, adaptable production, process simulation, optimization criterion, batch-fabrication technique, work cell, gas turbine engine, compressor blade.

Повышение производительности изготовления сложных изделий машиностроения — актуальная задача отечественной обрабатывающей промышленности [1]. В газотурбинном двигателе (ГТД) компрессорная лопатка — одна из самых сложных и одновременно массовых деталей, во многом определяющая надежность и конечную себестоимость современного ГТД, т. е. обеспечивающая его конкурентоспособность. Поэтому оптимизация производства компрессорных лопаток — важное направление повышения конкурентоспособности отечественного двигателестроения.

В настоящее время на большинстве предприятий двигателестроительной отрасли РФ используется многоуровневая система организации производства, сложившаяся в 50-е годы прошлого столетия, которая основана на административном делении производства на корпуса и входящие в них цеха, сгруппированные в соответствии с типом производства: заготовительное, механическое, механосборочное, сборочное и т. д. В отдельном цехе производственное оборудование группируется по принципу общности служебного назначения, т. е. создаются отдельные участки из шлифовальных, фрезерных, токарных, сверлильных и т. д. станков. При подобной организации производства в зависимости от технологии изготовления изделия (заготовки) последовательно проходят участки, на которых выполняются необходимые операции. По окончании операции изделие поступает на промежуточный склад, где находится до передачи его на следующую операцию. После окончания обрабатывающих операций изделия направляются на склад готовой продукции, откуда поступают на агрегатную или окончательную сборку [2].

При такой организации производственного процесса крайне сложна система маршрутов перемещения изделий как между производственным оборудованием цеха, так и между цехами, что приводит к таким негативным последствиям для предприятия, как сложность планирования и управления производственным процессом, большая продолжительность циклов изготовления изделий, большие объемы незавершенного производства (НЗП) и межоперационные сроки для детально-сборочных единиц (ДСЕ), дублирование вспомогательных операций, потери при транспортировке изделий, необходимость в многоступенчатой системе технологической подготовки производства.

Перечисленные недостатки существующей производственной структуры многократно усиливаются с повышением сложности изделий, так как увеличиваются число необходимых технологических операций и точность их выполнения, что еще больше усложняет маршрут движения изделий.

Повысить эффективность производственных отечественных систем машиностроительных предприятий можно путем перехода на модульный

принцип организации производства, согласно которому в каждом из производственных модулей производство организовано по принципу производственных ячеек (ПЯ). Каждая из ПЯ представляет собой участок замкнутого производственного цикла, на котором технологическое оборудование расположено по ходу технологического процесса. Расположение оборудования по видам обработки согласно маршрутно-операционным технологическим процессам резко сокращает грузопотоки и обеспечивает кратчайшие пути прохождения ДСЕ по всем этапам производственного цикла, что в свою очередь уменьшает объемы НЗП и увеличивает коэффициент загрузки оборудования.

Группирование деталей и производственного оборудования

Важнейшей задачей при построении ПЯ замкнутого цикла является определение групп соответствия изготовляемых деталей и оборудования, необходимого для их производства.

Для структурной оптимизации путем построения ПЯ замкнутого технологического цикла объектом исследования выбрали производство компрессорных лопаток ГТД. Учитывая широкую номенклатуру типов компрессорных лопаток и сложность технологических процессов их изготовления, рассмотрим только лопатки компрессоров низкого давления (КНД) АЛ-31Ф, АЛ-31ФН, АЛ-31ФМ1 и АИ-222-25, серийно выпускаемых ФГУП "НПЦ газотурбостроения "Салют" для турбореактивных двигателей.

Согласно алгоритму группирования деталей и оборудования [3] сформируем матрицу соответствия для серийно выпускаемых компрессорных лопаток, используя маршрутно-операционную технологию и перечень применяемых станков, а также проведем последовательную сортировку рядов и колонок этой матрицы. Окончательно полученная матрица соответствия представлена в табл. 1.

Соответствие номеров в табл. 1 деталям представлено ниже, а производственному оборудованию табл. 2.

Номер детали в табл. 1	Обозначение детали
1	РЛ ст. I КНД АЛ-31Ф
2	НЛ ст. I КНД АЛ-31Ф
3	НЛ ст. I КНД АИ-222-25
4	РЛ ст. I КНД АЛ-31ФМ1
5	РЛ ст. II КНД АЛ-31Ф
6	НЛ ст. II КНД АЛ-31Ф
7	НЛ ст. II КНД АИ-222-25
8	РЛ ст. II КНД Изд. АЛ-31ФМ1
9	РЛ ст. III КНД АЛ-31Ф
10	НЛ ст. III КНД АЛ-31Ф
11	НЛ ст. III КНД АИ-222-25
12	РЛ ст. III КНД АЛ-31ФМ1

Таблица 1

Окончательно отсортированная матрица соответствия

Номер оборудования в табл. 1	Номер детали											
	1	9	5	8	4	12	6	2	10	3	7	11
36	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
35	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
31	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
16	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
34	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
26	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
33	1	1	1	1	1	1	1	1	1			
12	1	1	1	1	1	1						
5	1	1	1	1	1	1						
2	1	1	1	1	1	1						
1	1	1	1	1	1	1						
10	1	1	1	1	1	1						
8	1	1	1	1	1	1						
7	1	1	1	1	1	1						
20	1	1	1	1	1	1						
37	1	1	1	1	1	1						
18	1	1	1									
15				1	1	1						
23							1	1	1			
29							1	1	1			
28							1	1	1			
21							1	1	1			
17							1	1	1			
11							1	1	1			
4							1	1	1			
3							1	1	1			
32										1	1	1
30										1	1	1
27										1	1	1
25										1	1	1
24										1	1	1
19										1	1	1
22										1	1	1
13										1	1	1
14										1	1	1
9										1	1	1
6										1	1	1

Исходя из окончательно отсортированной матрицы соответствия, можно выделить три основные группы деталей и единиц оборудования:

1) рабочие лопатки (РЛ) КНД АЛ-31Ф и АЛ-31ФМ1 (1, 9, 5, 8, 4, 12 в табл. 1);

2) направляющие лопатки (НЛ) КНД АЛ-31Ф (6, 2, 10 в табл. 1);

3) направляющие лопатки КНД АИ-222-25 (3, 7, 11 в табл. 1).

Кроме того, из табл. 1 можно выделить оборудование, которое используют при изготовлении всех деталей (35; 36; 31; 16; 34; 26).

Отметим, что при построении матрицы соответствия не рассматривались операции заготовительного производства лопаток, так как получение

Таблица 2

Расшифровка номеров оборудования в матрице соответствия

Номер оборудования в табл. 1	Наименование
1	Горизонтально-фрезерный станок 6Т82Г
2	Горизонтально-фрезерный станок 6Т82-29
3	Горизонтально-фрезерный станок FNK-25A
4	Горизонтально-фрезерный станок 6Т83Г
5	Протяжной станок 7Б57
6	Сверлильный станок В2-40
7	Сверлильный станок 2Н125
8	Копировально-фрезерный полуавтомат ФК-300
9	Вертикально-фрезерный станок 6Т12-1
10	Вертикально-фрезерный станок 6Р12
11	Вертикально-фрезерный станок ФВ-32Х132А
12	Токарный станок 16К20
13	Токарно-винторезный станок DLG-5H
14	Токарно-винторезный станок 16Б16КА
15	Плоскошлифовальный станок высокой точности 3Г71М
16	Полировальная бабка
17	Ленточный полировально-шлифовальный станок Spacesaver 1004A Bader
18	Шлифовальный станок FNK-25A
19	Виброшлифовальная установка R320ECKF Rosler
20	Абразивно-отрезной станок
21	Токарно-лобовой станок с ЧПУ ТЛ-1000К
22	Станок с ЧПУ SINUMERIK MA-655
23	Вертикально-фрезерный станок с ЧПУ UWF-851 Hermle
24	Вертикально-фрезерный станок с ЧПУ UWF-721 Hermle
25	Токарный станок BOEHRINGER NG200
26	Станок с ЧПУ Cincinnati Arrow VMC-750
27	Вертикально-фрезерный станок с ЧПУ 6М13СН
28	Установка заливки мочевины
29	Установка выплавки мочевины
30	Установка заливки и выплавки ВУДа
31	Печь СЭВ-5,5
32	Моечная машина MCF-1250
33	Моечная машина МС-75
34	Установка ПОМКЛ
35	Установка ЛЮМ1-ОВ
36	Ванна для травления
37	Высокочастотный генератор RS-64

заготовок требует использования сложного кузнечно-штампового оборудования, перемещение которого экономически невыгодно.

Экспериментальное определение показателей производственного процесса

Основой модели, позволяющей оценить эффективность мероприятий по выстраиванию производственной ячейки замкнутого технологического цикла, является аналитическое выражение для количественной оценки производительности P и ее изменения, содержащее константы α, β, γ, δ и θ, которые подлежат определению путем измерения производительности для различных значений параметров производственного процесса, отражающих фактическое состояние производственной системы цеха на момент изготовления данной партии деталей [4]:

$$P = \alpha \frac{Q}{T_{\text{н}}} \left(\frac{T_{\text{н}}}{T_{\text{п}}}\right)^{\beta} \left(\frac{Q}{V}\right)^{\gamma} \left(\frac{A}{d^2}\right)^{\delta} \left(\frac{M}{w}\right)^{\theta}, \qquad (1)$$

где Q — число годных деталей, полученных из партии; $T_{\text{н}}$ — нормированное время изготовления деталей; $T_{\text{п}}$ — время переналадки при смене номенклатуры; V — объем партии; A — общая производственная площадь; d — расстояние, на которое деталь перемещается между операциями обработки; W — средний уровень НЗП; M — месячная программа выпуска деталей.

Параметры производственного процесса, входящие в выражение (1), определили следующим образом.

Производительность P рассчитали исходя из фактической продолжительности $T_{\text{ф.ц}}$ цикла изготовления и числа $V_{\text{от}}$ деталей в партии, отгруженной в цех-потребитель (цех узловой сборки): $P = V_{\text{от}}/T_{\text{ф.ц}}$.

Фактическую продолжительность производственного цикла определили как время, в течение которого партия деталей находилась в цехе по данным сопроводительной карты.

Нормированное время $T_{\text{н}}$ изготовления деталей определили по нормам отдела труда и заработной платы (ОТиЗ) ФГУП "НПЦ газотурбостроения "Салют". Трудоемкость изготовления каждой детали определяли исходя из режимов обработки и усредненных межотраслевых норм.

Время $T_{\text{п}}$ переналадки оборудования при смене номенклатуры рассчитали по результатам экспериментальных измерений продолжительности переналадки единиц оборудования, используемых при обработке выбранной группы деталей:

$$T_{\text{п}} = T_{\text{гпр}} + T_{\text{ЧПУ}} + T_{\text{ф}} + T_{\text{ш}} + T_{\text{пол}},$$

где $T_{\text{гпр}}$, $T_{\text{ЧПУ}}$, $T_{\text{ф}}$, $T_{\text{ш}}$, $T_{\text{пол}}$ — время переналадки соответственно станков горизонтально-протяжных; с ЧПУ; фрезерных; шлифовальных; полировальных.

Число Q годных деталей, полученных из партии запуска, определили по данным цехового бюро технологического контроля (БТК).

Объем V партии — из сопроводительной маршрутной карты и по факту сдачи заготовок цехом-поставщиком для каждой партии.

Общая производственная площадь A цеха зафиксирована согласно планировке цеха-изготовителя (цех № 23 ФГУП "НПЦ газотурбостроения "Салют").

Расстояние d рассчитали методом "Диаграммы спагетти" [5] на основе маршрутно-операционной технологии и планировки цеха.

Данные о среднем уровне НЗП взяли из ежемесячных ведомостей незавершенного производства, составляемых планово-диспетчерским отделом (ПДО) ФГУП "НПЦ газотурбостроения "Салют".

Месячную программу M выпускаемых деталей определили по плану отгрузки продукции цеха-изготовителя.

Исходя из уже определенных групп соответствия деталей и оборудования и согласно описанной методике определяли значения параметров производственно-технологического процесса для деталей первой группы — рабочих лопаток КНД АЛ-31Ф.

Для уменьшения влияния случайных и систематических производственных факторов на чистоту эксперимента данные фиксировались для партий деталей, изготовленных с марта 2010 г. по июнь 2011 г.

Формирование модели производственного процесса

Важнейшим элементом структурной оптимизации производства является наличие модели, адекватно описывающей суть изменений самого производственного процесса.

Для определения значений констант α, β, γ, δ, θ и окончательного формирования модели, описывающей изменение производительности изготовления компрессорных лопаток использовали данные экспериментальных исследований параметров изготовления рабочих лопаток компрессора низкого давления АЛ-31Ф.

Для нахождения приближенных значений констант α, β, γ, δ и θ был применен метод градиентного спуска, при этом граничными условиями оптимизации были технические возможности производственной системы цеха. Получили следующие значения: $\alpha = 2{,}94$; $\beta = 0{,}62$; $\gamma = 1{,}37$; $\delta = 0{,}82$; $\theta = 0{,}85$.

Таким образом, зависимость, описывающая производственно-технологический процесс изготовления рабочих лопаток КНД АЛ-31Ф и АЛ-31ФМ1, принимает вид:

$$P = 2{,}94\frac{Q}{T_{\text{н}}}\left(\frac{T_{\text{н}}}{T_{\text{п}}}\right)^{0,62}\left(\frac{Q}{V}\right)^{1,37}\left(\frac{A}{d^2}\right)^{0,82}\left(\frac{M}{w}\right)^{0,85}. \quad (2)$$

Проверим точность и адекватность выведенной зависимости, сравнив значения производительности, полученные с ее помощью, с фактическими значениями, полученными экспериментально. Из табл. 3 видно, что расхождения теоретических и фактических значений производительности находятся в пределах 8 %, т. е. зависимость (2) справедлива для описания процесса изготовления рабочих лопаток КНД АЛ-31Ф и АЛ-31ФМ1. Отметим, что при расчете производительности нормированное время $T_{\text{н}}$ изготовления деталей выбирали, учитывая размер партии запуска.

Таблица 3

Расчетная $P_{\text{р}}$ и фактическая $P_{\text{ф}}$ производительности процесса изготовления лопаток КНД АЛ-31Ф и АЛ-31ФМ1

Обозначение детали	V, шт.	W, нормо-ч	$P_{\text{р}}$, шт./ч	$P_{\text{ф}}$, шт./ч
99.01.80.016	371	3376	0,17	0,16
99.01.80.017	90	1012	0,44	0,41
99.01.80.017	241	2875	0,19	0,18
99.01.80.017	182	3532	0,16	0,14
99.01.80.017	57	1127	0,29	0,28
99.01.80.018	41	2653	0,14	0,13
99.01.80.018	155	2053	0,37	0,36
99.01.80.018	178	1583	0,48	0,47

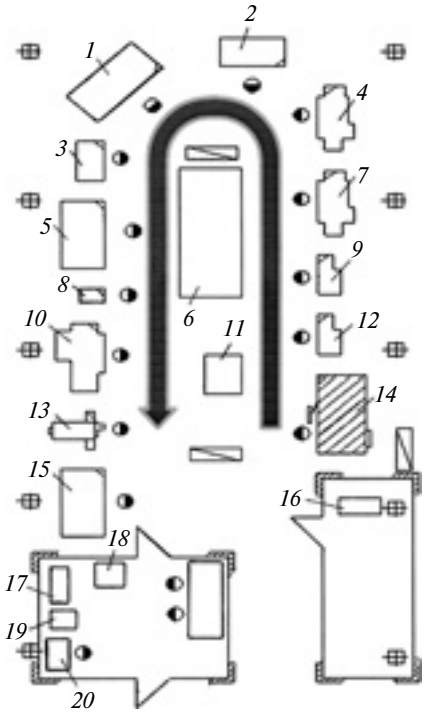
Из табл. 3 видно также, что расчетная производительность $P_{\text{р}}$ всегда превышает фактическую $P_{\text{ф}}$. Это объясняется наличием условно-систематических факторов, которые не учитываются в разработанной модели. Кроме того, наибольшие расхождения наблюдаются при объеме партии запуска больше 500 шт., что обусловлено случайными событиями (поломка инструмента, станка или отсутствие оснастки), которые не учитываются уравнением (2), но могут оказывать влияние на продолжительность цикла изготовления деталей.

Основными условно-случайными факторами, влияющими на точность модели производственно-технологического процесса, являются: отсутствие необходимого инструмента и оснастки; поломка используемых приспособлений или инструмента; нерабочее состояние необходимого производственного оборудования; изнашивание используемых средств измерения.

Непосредственное влияние каждого из перечисленных факторов усиливается с увеличением размера партии запуска и объема НЗП, находящегося в системе.

Построение производственной ячейки замкнутого технологического цикла

Группирование деталей и производственного оборудования позволило, используя алгоритм расстановки последнего [6], разработать принципиальную планировку (рисунок) производственной ячейки замкнутого технологического цикла по изготовлению рабочих лопаток компрессора ГТД. При этом оборудование, необходимое для выполнения специальных операций технологического процесса (напайка релита, люминесцентный контроль и термообработка), не вошло в состав производственной ячейки, так как оно сконцентрировано на специализированных участках, имеющих специальную инфраструктуру.



Принципиальная планировка производственной ячейки по изготовлению рабочих лопаток компрессора ГТД (поз. *1÷20* соответствуют номерам оборудования в табл. 2)

Важнейшим показателем эффективности мероприятий по структурной оптимизации производственно-технологического процесса является изменение интегральной производительности участка по изготовлению компрессорных лопаток:

$$P_{\text{уч}} = \sum_{i=1}^{n} P_i, \qquad (3)$$

где $P_i = \alpha\left(\frac{Q}{T_{\text{н}}}\right)_i \left(\frac{T_{\text{н}}}{T_{\text{п}}}\right)_i^{\beta} \left(\frac{Q}{V}\right)_i^{\gamma} \left(\frac{A}{d^2}\right)_i^{\delta} \left(\frac{M}{w}\right)_i^{\theta}$; n — число типов деталей, выпускаемых данным участком.

При существующей структуре производственного процесса средняя интегральная производительность, рассчитанная по формуле (3), исходя из усредненных данных по отгрузке компрессорных лопаток цеху-потребителю за шестимесячный период, составила: $P_{\text{с.ин}} = \sum_{i=1}^{n} P_i = 3$ шт/ч, где $n = 6$.

Расчетную интегральную производительность для разработанной производственной ячейки замкнутого цикла определим, исходя из новых данных производственно-технологического процесса по формуле (3) с ранее определенными значениями констант: $P_{\text{р.ин.яч}} = \sum_{i=1}^{n} P_i = 11$ шт/ч, где $n = 6$.

Для соблюдения чистоты расчетного эксперимента объемы партий запуска и выхода годных деталей, а также трудоемкость изготовления лопаток оставим прежними.

Производительность увеличилась вследствие уменьшения расстояния, которое детали проходят в процессе обработки, и времени переналадки производственного оборудования.

Таким образом, расчет показал возможность увеличения производительности в 4 раза на основе организации производственных ячеек замкнутого цикла путем структурной оптимизации производственно-технологического процесса.

Выводы

1. Построение производственных ячеек замкнутого технологического цикла возможно в случае широкономенклатурного и высокотехнологичного производства.

2. Расположение производственного оборудования по ходу технологического процесса в рамках построенной производственной ячейки позволяет существенно сократить ненормируемое время в структуре производственного цикла.

3. Построением производственной ячейки можно достичь четырехкратного увеличения интегральной производительности.

4. Расчетные значения производительности, полученные с помощью моделирования производственного процесса, отличаются от экспериментальных данных не более чем на 8 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Григорьев С. Н.** Тенденции и проблемы модернизации машиностроительного производства на базе отечественного станкостроения // Вестник МГТУ СТАНКИН. 2010. № 3. С. 7—13.

2. **Калачанов В. Д., Джамай Е. В.** Формирование и оптимизация ресурсного обеспечения программ авиастроительного производства // Авиакосмическая техника и технология. 2005. № 4. С. 61—69.

3. **Туркин М. В.** Методика группирования деталей и оборудования для построения производственных ячеек замкнутого цикла // Вестник Саратовского ГТУ. 2011. № 2(56). С. 154—160.

4. **Кутин А. А., Туркин М. В.** Критерий структурной оптимизации производственного процесса изготовления сложных деталей машиностроения // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2011. № 10. С. 72—75.

5. **Вумек Д., Джонс Д.** Бережливое производство. М.: Альпина Бизнес Букс. 2008. 470 с.

6. **Кутин А. А., Туркин М. В.** Модель расстановки оборудования в условиях построения производственных ячеек замкнутого цикла // Вестник МГТУ "Станкин". 2011. № 4. С. 11—15.

УДК 331.101.68

Т. Н. ДЕНИСОВА, канд. экон. наук (Уральский федеральный университет, г. Екатеринбург), e-mail: vshdtn@gmail.ru

Оценка эффективности труда на промышленных предприятиях Уральского федерального округа

Рассмотрены методы оценки эффективности труда на примере предприятий Уральского федерального округа. Предложен показатель результативности труда, позволяющий интегрировать качественные и количественные показатели функционирования предприятия.

Ключевые слова: эффективность труда, результативность труда, качественные и количественные показатели, ключевые показатели эффективности труда.

Work performance evaluation methods in terms of enterprises of Ural federal district were examined. Measure of work efficiency that makes possible to integrate quality and quantity data of enterprise operation was offered.

Keywords: work effectiveness, work efficiency, quality and quantity data, work effectiveness highlights.

Сегодня для большинства российских промышленных предприятий актуален такой экономический показатель, как эффективность труда, основной составляющей которого является производительность труда. Однако этот показатель не отражает весь спектр результативности функционирования предприятия, в частности не учитывает качество труда и рациональность использования трудовых ресурсов. Такой показатель, как эффективность труда, выражает результативность производства при наименьших трудовых затратах, при этом в отличие от производительности труда показывает не только количественные, но и качественные аспекты трудовой деятельности, учитывая рациональное использование трудовых ресурсов [1, 2].

Чем выше производительность труда, тем выше его эффективность при неизменном качестве работы. Для предприятия важна не только выработка в единицу рабочего времени, но и то, с какими трудовыми затратами она связана. Трудовые затраты зависят от численности персонала и эффективности использования трудовых ресурсов. Поэтому при анализе эффективности труда будем рассматривать затраты труда в единицу рабочего времени с учетом режима работы и работоспособности персонала предприятия.

Таким образом, эффективность труда зависит от использования трудовых ресурсов с учетом затраченного времени и качества работы. Эффективность труда отражает баланс социальной и экономической эффективностей через призму трудовых отношений на основе принципа экономного использования рабочей силы.

Для установления приоритетности составляющих эффективности труда была разработана анкета для определения реально используемых показателей на предприятиях Уральского федерального округа (УФО) путем анкетирования специалистов, напрямую или косвенно связанных с оценкой эффективности труда — экономистов-нормировщиков, инженеров по охране труда, работников отдела кадров и др. Исследование охватило 15 предприятий УФО, деятельность которых связана с электроэнергетикой, добычей нерудных материалов и полезных ископаемых, производством металлоконструкций и труб.

Опрос показал, что из множества экономических показателей, определяющих эффективность труда, на данных предприятиях используют в основном показатели, отражающие изменение объема производства, затраты на оплату и охрану труда, уровень модернизации оборудования, численность и структуру персонала, производительность труда, трудоемкость, фонд заработной платы, текучесть кадров. Из показателей эффективности охраны труда используют следующие: доля работников, занятых на вредных производствах, уровень травматизма, уровень заболеваемости, число нарушений техники безопасности в год (реже). Также исследуется ряд качественных показателей: число рекламаций, количество годного продукта.

Анализ полученных результатов показал отсутствие на предприятиях взаимосвязи между решениями по управлению персоналом и факторами, отражающими эффективность труда. Большинство (80 %) из опрошенных предприятий качественные показатели труда корректируют один раз в год, остальные — один раз в 5 лет и только 15 % предприятий проводят ежемесячный анализ, остальные сравнивают показатели текущего года с показателями прошлого года.

Данные показатели используют для корректировки заработной платы, премий, аттестации персонала и только 20 % предприятий — для улучшения условий труда работников и для прогноза своей деятельности в целом. При этом показатели применяются разрозненно. Так, отдел охраны труда исследует количественные трудовые показатели физиологической направленности, плановый и экономический отделы — количественные экономические показатели и один—два качественных показателя, но не устанавливают их взаимосвязей.

Около 75 % из опрошенных предприятий тратят на охрану труда 0,001÷0,5 % общих затрат, остальные предприятия — 1,5÷2 %, причем ни на одном из них не анализируют затраты, направленные на повышение эффективности труда.

Исследуя уровень автоматизации расчетов эффективности труда, отметили, что ни на одном предприятии нет специальной программы, учитывающей специфику ее деятельности, на 65 % предприятий используют общеорганизационные программы, такие, например, как 1С:Предприятие и SAP R/3.

Анализ публикаций и исследования позволили выявить и структурировать некоторые данные по эффективности труда на предприятиях, что может стать основой для разработки комплексного метода расчета эффективности труда и ее корреляционной взаимосвязи с системой управления персоналом, адаптированной к специфике промышленных предприятий УФО.

Анализ полученных данных показал следующее:

низкое использование показателей эффективности труда (менее 30 % и только традиционные);

слабый учет качественных факторов эффективности труда;

отсутствие синергетического эффекта в результате раздельного учета и анализа показателей эффективности и охраны труда;

недостаток интеграции качественных и количественных показателей;

отсутствие обоснованной и целесообразной периодичности исследований в данной области и анализа соответственных показателей;

слабый учет влияния отраслевого фактора на исследуемые показатели;

слабая связь инструментов управления персоналом с факторами эффективности труда;

несоизмеримость общих и частных показателей эффективности труда;

отсутствие приоритетности показателей эффективности труда в зависимости от вида деятельности предприятия.

Таким образом, для качественной оценки эффективности труда необходим комплекс обобщающих и частных характеристик, в качестве которых следует использовать как количественные, так и качественные показатели, при этом показатели эффективности можно разделить на экономические и социальные.

Большое значение для предприятия имеют такие характеристики, как территориальное положение, отраслевая принадлежность, объемы и специфика производства, возраст предприятия, степень оппортунизма в его стратегии и многое другое. Количественные показатели составляют основу факторного анализа, к ним относятся: численность и состав персонала, текучесть кадров, рабочее время, производительность труда, фонд заработной платы. В первую очередь проводят анализ количественных показателей, но они неполностью характеризуют эффективность деятельности предприятия. Поэтому к исследованию состояния трудовых ресурсов следует подходить дифференцированно, определяя их значения за конкретный период времени и планируя их развитие в перспективе.

Для значительного экономического эффекта от рационализации труда необходим инструментарий, позволяющий соотнести интегральный анализ эффективности труда с достоверной и достаточной информацией о состоянии всех процессов на предприятии. Основой такого инструментария может стать система ключевых показателей эффективности (КПЭ) и система сбалансированных показателей, получившие широкое распространение в управлении предприятиями за рубежом.

Однако для анализа трудовой деятельности предлагается рассматривать систему КПЭ, сфокусированную на показателях эффективности труда; будем называть такую систему — КПЭ труда (КПЭТ). Задача скорректированной системы КПЭТ и сбалансированных трудовых показателей заключается в переводе отдельных результатов труда в комплексный набор показателей эффективности труда. Набор показателей задает основу для формирования дальнейшего развития трудовых процессов и включает в себя количественные и качественные характеристики для информирования сотрудников об основных факторах достигнутых успехах и предполагаемых в перспективе. Формулируя ожидаемые результаты, предприятие заявляет их в качестве своей цели и создает условия для их реализации, а высшее руководство направляет ресурсы, умение и знания сотрудников на решение задач долгосрочной перспективы.

Базовая концепция сбалансированных показателей состоит в том, что традиционные финансово-экономические показатели недостаточны для всестороннего определения эффективности труда [3]. Для решения этих задач необходимо иметь более "сбалансированный" набор показателей в различных аспектах деятельности предприятия, позволяющий контролировать факторы, влияющие на эти показатели, а не просто отслеживать результаты. Для успешного мониторинга трудовых процессов не следует все внимание заострять на оценке труда прошедшего периода, а надо рассматривать те показатели, которые будут влиять на результаты трудовой деятельности в будущем.

Скорректированная система КПЭТ и сбалансированные трудовые показатели — это комплекс показателей эффективности труда, в полной мере отражающий результативность предприятия. Формулировкой ожидаемых результатов определяется цель. Далее создаются условия для ее реализации. При этом управляющий орган предприятия должен

направлять весь потенциал трудовых ресурсов на решение поставленных задач.

Систему КПЭТ следует внедрять поэтапно в строгой последовательности.

Этап 1. Формирование целей управления трудовыми ресурсами. Четко сформулированные цели и конечные результаты — основа успешной деятельности предприятия. При наличии нескольких целей строят древо, которое включает в себя задачи для отдельных структурных подразделений. При этом важно определить целевые приоритеты и осуществлять координацию между подразделениями, что позволит сэкономить средства и время.

Этап 2. Определение основных факторов, влияющих на эффективность труда и отражающих кадровые и экономические аспекты деятельности предприятия.

Этап 3. Определение КПЭТ, на основании которых устанавливают мероприятия, направленные на повышение эффективности труда. При этом важно определить оптимальное их число, отсекая все второстепенные.

Основные требования к КПЭТ:

оптимальное число показателей;

единые расчеты в рамках предприятия;

связь используемых показателей с основными факторами успеха;

контроль над показателями, т. е. возможность влиять на факторы успеха.

Структура системы КПЭТ зависит от индустриальной специфики предприятия и от задач структурного подразделения.

Данная система КПЭТ позволит решить задачу "умного" контроля и наведения операционного "порядка" на промышленных предприятиях и уменьшить дисбаланс между существующими и реально используемыми показателями эффективности труда. Система КПЭТ должна опираться на методы корреляционного и факторного анализа.

Использование системы КПЭТ носит многоплановый характер, охватывая связи между монетарными (связанные с реализацией продукции) и немонетарными показателями, стратегическим и оперативным управлением качеством, полученными и планируемыми результатами, а также внутренними и внешними аспектами трудовой деятельности предприятия.

В рамках системы КПЭТ необходимо различать показатели, определяющие достигнутые результаты и отражающие процессы, которые способствуют получению этих результатов. Обе группы показателей должны быть связаны между собой, так как для достижения первых (например определенного уровня производительности) необходимо реализовать вторые (использовать все мощности оборудования, повысить безопасность труда и пр.). Однако менеджеры, как правило, уделяют внимание показателям первой группы.

В табл. 1 представлена предлагаемая система КПЭТ. Экстенсивные показатели отнесены к количественным, поскольку они отражают структуру исследуемого объекта, разбиение его на части, долю каждой части в целом, интенсивные показатели — к качественным.

В табл. 2 приведены основные показатели использования рабочего времени, трудовых ресурсов, а также качества труда.

Показатель интенсивности труда правильнее отнести к качественным критериям, поскольку он зависит не только от количества труда, затрачиваемого работником за определенное время, но и от использования рабочего времени, физических, моральных и умственных усилий, темпа и повторяемости операций, числа выполняемых функций, числа обслуживаемых объектов, т. е. от материально-технических, организационных и социально-экономических условий труда и производства [4]. Основное значение в установлении определенной интенсивности труда имеют степень и характер механизации производства, продолжительность рабочего времени и режим труда, график отдыха, организация, нормирование и оплата труда, санитарно-гигиенические условия, эстетика, квалификация персонала и его отношение к труду, условия жизни, питание, медицинское обслуживание. Интенсивность труда зависит от возраста и пола сотрудника, а также от природно-климатических факторов [5].

От интенсивности труда зависят показатели дееспособности и воспроизводства персонала: работоспособность, скорость и степень утомляемости, степень восстановления работоспособности за время отдыха, производственный травматизм, заболеваемость, срок активной трудовой деятельности. Все это определяет качественный характер данного показателя.

Экономический аспект интенсивности труда определяется влиянием этого показателя на объем производимой продукции и ее стоимость. Интен-

Таблица 1

Показатели эффективности труда		
Количественные		Качественные
монетарные	немонетарные	
Выработка одного рабочего Выработка одного работающего Трудоемкость на единицу продукции Рентабельность труда Продуктивность труда Нормирование труда	Динамика численного состава Эффективность использования рабочего времени Качество труда	Интенсивность труда Степень удовлетворения от труда Уровень рационализации труда Степень оппортунизма Наличие неявных контрактов Мотивация труда Динамика карьерного роста Конкурентоспособность труда

Таблица 2

Основной аспект	Показатели эффективности труда	
	экстенсивные	интенсивные
Динамика движения трудовых ресурсов	Численность персонала Структура (по категориям, подразделениям, квалификации) Динамика изменения численности персонала и структуры	Доля трудовых ресурсов, занятых тяжелым физическим трудом Доля трудовых ресурсов, занятых на непрестижных работах Доля трудовых ресурсов, занятых на вредных производствах Уровень травматизма Уровень заболеваемости Коэффициент текучести кадров Коэффициент абсцентизма
Использование рабочего времени	Рабочее время одного работника Внутрисменные потери рабочего времени Потери рабочего времени за день Потери рабочего времени, связанные с браком, отклонениями от технологии, нарушениями трудовой дисциплины и пр.	Коэффициент сменности Резервы уплотнения рабочего дня Сокращение времени на перерывы, связанные с неблагоприятными условиями труда
Качество труда	Процент сдачи продукции с первого предъявления Количество бракованной продукции Доля уменьшенных потерь от брака Количество годной продукции Доля отклоненных рекламаций Количество продукции высшего качества	—

сификация, так же как и повышение производительности труда, увеличивает количество выпускаемой продукции за определенное время [6].

К качественным показателям следует отнести коэффициент рационализации труда, так как кроме оптимального разделения труда, организации рабочих мест, методов производства, режима труда и отдыха данный показатель характеризует соответствие процесса, предмета и средств труда ожиданиям работника, определяет мотивацию труда, возможности повышения квалификации сотрудников, создания положительных межличностных отношений в рабочем коллективе [7].

Рационализация труда может быть традиционной, консервативной, отсталой, прогрессивной и т. п. Во многом это зависит от методов, которыми укрепляют трудовую дисциплину на предприятии: путем повышения заинтересованности в работе или организацией общности людей для совместного труда; авторитарными или демократическими методами.

Наряду с количественными показателями целесообразнее качественные показатели внедрить в практику оценки эффективности труда. Однако следует помнить, что оценка обособленными показателями не обеспечивает достоверный корреляционный анализ, так как количественные показатели оцениваются в основном в стоимостных, процентных, индексных величинах, а качественные показатели характеризуют эффективность труда по разным аспектам. Поэтому в дополнение к вышеприведенным качественным и количественным показателям эффективности труда предлагается показатель результативности труда, представляющий собой отношение объема произведенной продукции к затратам труда, умноженным на показатель интенсивности труда [8].

Оценивая затраты труда, следует учитывать тождественность понятий "затраты труда" и "затраты на содержание персонала", которые включают в себя оплату труда, стимулирующие доплаты и надбавки, компенсационные выплаты, премии, социальные выплаты, командировочные и приравненные к ним расходы, страховые взносы.

Предлагаемая методика оценки ключевых показателей эффективности труда и введенный показатель результативности труда позволят интегрировать качественные и количественные показатели оценки эффективности труда.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Генкин Б. М.** Экономика и социология труда. М.: Норма, 2007. 448 с.
2. **Жулина Е. Г.** Экономика труда. М.: Экзамен, 2006. 157 с.
3. **Зраенко Е. С., Типнер Л. М.** Применение сбалансированной системы показателей в плановой деятельности предприятия: Новые тенденции в экономике и управлении организацией // Сб. тр. VIII междунар. науч.-практ. конф. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, Т. 1. 306 с.
4. **Панфилова Н. Ю., Маркова Ю. Н.** Повышение эффективности работы машиностроительного предприятия на основе управления рентабельностью труда // Региональная экономика. Теория и практика. 2008. № 16(73). С. 37—45.
5. **Экономика** и социология труда / Под ред. А. Я. Кибанова. М.: ИНФРА-М, 2010. 540 с.
6. **Экономика** труда: Теоретический и практический анализ / Под ред. А. А. Федченко. М.: Экзамен, 2007. 510 с.
7. **Экономика** труда: социально-трудовые отношения / Под ред. Н. А. Волгина, Ю. Г. Одегова. М.: Экзамен, 2008. 736 с.
8. **Денисова Т. Н.** Экономика и эффективность труда. Екатеринбург: УрФУ, 2010. 178 с.

УДК 342.922

А. Ч. ЭРКЕНОВ, д-р техн. наук, А. П. БЕРДАШКЕВИЧ, канд. юридич. наук (Государственная Дума РФ),
e-mail: ceducate@duma.gov.ru

Некоторые принципы формирования современной доктрины инженерного образования

Статья содержит анализ правоотношений работодателей и системы образования с целью решения проблем трудоустройства и эффективной подготовки кадров.

Ключевые слова: система образования, трудоустройство, предприятие, работодатель, трудовые ресурсы.

The article analyzes the relations of employers and the education system to address the problems of employment and effective training.

Keywords: the system of education, employment, enterprise, the employer, the labour resources.

В 2011 г. в Российской Федерации наметилась тенденция роста численности занятого населения, которая продолжилась и в 2012 г. Однако уровень безработицы еще остается высоким. При этом российские промышленные предприятия испытывают нехватку рабочей силы, особенно в высококвалифицированных кадрах. В 2010 г. 30 % предприятий испытывали потребность как минимум в одной категории из занятых в производстве специальностей. В 2010 г. дефицит квалифицированных рабочих составил 20,6 %; специалистов линейных подразделений — 10,3 %; неквалифицированных рабочих, специалистов функциональных подразделений и руководителей линейных подразделений — 5÷10 %. С 2007 по 2010 гг. дефицит кадров снизился в 2—4 раза в зависимости от категории.

Руководители как успешных предприятий, так и испытывающих определенные трудности, одинаково объясняют причины такого дефицита: система профессионального образования выпускает недостаточное количество специалистов требуемого уровня; недостаточно кадров с многолетним опытом работы. На предприятиях не столь успешных в бизнесе объясняют это низкой заработной платой, так как найм новых сотрудников — основной способ решения данной проблемы. Из принятых на работу специалистов разных категорий до 69 % нуждались в дополнительном обучении. При этом из всего персонала испытывают потребность в повышении профессиональных навыках: в функциональных подразделениях — 65 %, в линейных подразделениях — 64 %, из квалифицированных рабочих — 62 %.

В 2010 г. 49,6 % из принявших на работу предприятий предпочли выпускников вузов, 33,7 % — выпускников учебных заведений среднего профессионального образования, 28,5 % — выпускников начального профессионального образования. Как правило, найм выпускников связан с дополнительными финансовыми вложениями, так как на начальном этапе их трудовой деятельности к ним прикрепляют наставников и(или) они проходят стажировку по конкретной специальности. Но у выпускников учебных заведений есть преимущество — они легко обучаемы.

В России заметные достижения имеются в инженерном образовании в области подготовки инженеров-исследователей, которые востребованы в научно-технических организациях и конструкторских бюро, однако такие специалисты неохотно идут работать на производственные линии и в цеха заводов.

Учитывая реалии машиностроительной отрасли, в системе образования следует так организовать подготовку кадров, чтобы полностью удовлетворить текущие потребности в специалистах. Для этого надо не только организовать мониторинг спроса и предложения в трудовых ресурсах, но и отслеживать динамики на рынке труда. Для этого необходимо налаживать связи между работодателями и системой образования.

Формы сотрудничества предприятий и системы образования

Существуют различные формы взаимодействия предприятий с образовательными учреждениями. Наиболее затратными для предприятий является дообучение новичков, которых приходится посылать на обучение в другие организации или оплачивать консультации более опытных сотрудников на самом предприятии. Рабочие и служащие часто повышают свою квалификацию, работая в паре с опытным работником, что не требует прямых затрат, поскольку такое наставничество нередко не оплачивается. За последнее время увеличилось число предприятий, направляющих на платное обучение своих сотрудников в соответствующие учебные организации.

В условиях постоянной конкуренции и высокой динамики рынка только быстро адаптируемые предприятия с гибким управленческим аппаратом способны удержаться на плаву. Несмотря на то, что многие работодатели заявляют о потребности в переобучении кадров, реально использующих это для повышения эффективности производства гораздо меньше. Как правило, основной причиной этому

является недостаток средств, а на успешных предприятиях основной сдерживающий фактор — отсутствие подходящих программ по переобучению.

Сотрудничество промышленных предприятий и учебных заведений может осуществляться в рамках пересечения компетенций, основанное на соотношении спроса и предложения на рынке труда для выпускников учебных заведений и работников, направленных на переобучение и повышение квалификации.

Сопоставляя установленный законом о труде правовой статус работодателя и установленный законом об образовании статус учебного заведения, было установлено, что функции указанных субъектов права и по целям, и по конечным результатам не совпадают и даже не пересекаются.

Закон допускает участие работодателей в ряде процедур, включая подготовку профессиональных стандартов образования. При проведении государственной аккредитации образовательных учреждений, научных организаций относительно профессиональных образовательных программ в состав коллегиального аккредитационного органа включают представителей от предприятий, деятельность которых связана с данной областью знаний. К государственной (итоговой) аттестации обучающихся, освоивших основные профессиональные образовательные программы, также привлекают работодателей. Но это участие не предписано законом и не обязательно.

К полномочиям федеральных органов государственной власти относятся: установление порядка участия объединений работодателей в разработке и реализации государственной политики в области профессионального образования, в том числе в разработке федеральных государственных образовательных стандартов и требований к дополнительным профессиональным образовательным программам; формирование перечней специальностей профессионального образования; государственная аккредитация образовательных учреждений профессионального образования. Объединения работодателей соответствующих отраслей и(или) видов деятельности, профессиональные сообщества и(или) уполномоченные ими организации вправе осуществлять профессионально-общественную аккредитацию профессиональных образовательных программ.

Потребность работодателей в услугах системы образования по сути являются требованиями потребителей. Необходимость во взаимодействии работодателей и образовательных учреждений возникает только тогда, когда на рынке труда спрос и предложения не сбалансированы. Тогда вступают в действие рыночные механизмы межотраслевого регулирования. В показатели эффективности работы системы образования не включено трудоустройство выпускников по специальности. А работодатели не наделены правом реконструкции системы образования.

Из вышеуказанного можно предположить, что для межотраслевого взаимодействия предприятий (учреждений) разных отраслей экономики следует создать особые механизмы, функционирующие как внутри отрасли, так и в смежных объектах экономики.

В системе образования можно выделить несколько специальных секторов, отличающихся формой собственности и механизмами экономического регулирования. Прежде всего, это государственный сектор системы образования с государственной формой собственности, который можно разделить на две части: с бюджетным финансированием и с внебюджетным финансированием.

Особое место занимает муниципальный сектор системы образования с муниципальной формой собственности, который также делиться на аналогичные части.

С каждым годом расширяется частный сектор системы образования с частной формой собственности, который также делится на две части: с бюджетным и внебюджетным финансированием. В частный сектор системы образования входят конфессиональные, корпоративные и остальные негосударственные и немуниципальные учебные заведения.

Из перечисленных групп полному государственному регулированию подлежит только первая группа — государственный сектор. В остальных учебных заведениях под государственное регулирование подпадает только расходная часть бюджетных ассигнований. Экономические правила диктуют распорядок профессионального регулирования. Профессиональные государственные регламентные акты рекомендательный характер.

Однако государственный сектор неоднороден, прежде всего, по правовому статусу, а следовательно, и по способам регламентации деятельности, а также, что особенно важно, имеет место неоднородность по межотраслевому взаимодействию системы образования с рынком труда. В государственный сектор входят учебные заведения энергетического комплекса, атомной промышленности, транспорта, связи и силовых структур. Очевидно, что система образования, подготовившая данных специалистов, вправе рассчитывать на их востребованность соответствующими предприятиями и организациями. Поэтому система взаимного регулирования в части подготовки инженеров, например, для силовых структур достаточно жестко увязывает спрос на специалистов и предложения. Это же относится и к энергетикам, торфяникам, буровикам, специалистам атомной промышленности, работникам гидроэлектростанций и т. п.

Особую роль на рынке труда играют специалисты в области обслуживания населения: инжене-

ры-коммунальщики, строители, специалисты сельского хозяйства и пр. Здесь государство обязано регулировать подготовку кадров.

Относительно иных направлений в образовательной деятельности, в которых государство не несет обязательств по трудоустройству специалистов, действуют обычные рыночные механизмы. Участие органов власти в трудоустройстве кадров таких видов деятельности является добровольным. Более того, с учетом того, что органы государственной власти являются субъектами публичного права, то действовать они могут только в соответствии с предписаниями закона, а не по умолчанию или отсутствию запрета.

На основании вышеизложенного очевидны предварительные выводы.

Правовые и административные основания эффективного взаимодействия работодателей и учебных заведений не имеют основы и не могут опираться на правовой статус учебных заведений или регламентацию и нормы трудового права.

Потребность в коммуникации работодателей и учебных заведений обоснована дисбалансом спроса и предложений на рынке труда.

Мониторинг спроса и предложений на рынке труда, а также прогноз динамики их дисбаланса должен стать руководством для выработки образовательной политики в части подготовки кадров.

Правовое регулирование подготовки кадров, включая число принятых на обучение и перечень изучаемых специальностей, должен устанавливать государственный заказ, подкрепленный соответствующими государственными ресурсами.

Правовые аспекты государственного регулирования процедуры трудоустройства

Как субъекты права, работодатели функционируют в области трудового права, а учебные заведения — в области законодательства об образовании, которое относится к гражданскому праву. Функция трудоустройства в законодательство об образовании не включена.

Работодатели и учебные заведения можно отнести к субъектам публичного права. Это означает, что они имеют право только на действия, которые прямо предписаны в законе, уставе или иного нормативного правового акта, и ни на какие иные дополнительные или отличающиеся от предписанных действий права не имеют.

Трудоустройство выпускников не выделено ни в одной области права как юридический факт и не отнесено к категории особых функциональных процедур, локализованных в пределах одной из указанных выше области права. Отсюда следует, что трудоустройство выпускников не может быть служебной или должностной функцией для работодателя или учебного заведения. Иными словами, совершенствование государственного регулирования путем уточнения и дополнения компетенций работодателя и(или) учебного заведения невозможно, если не выходить за рамки образовательного законодательства или трудового права.

Трудоустройство выпускников как целевое организационное мероприятие требует дополнительных финансовых вложений. Уже одно это требует, чтобы были определены источники и объемы бюджетного финансирования, а также статьи и виды расходов. В противном случае затраты на трудоустройство можно квалифицировать как нецелевые расходы.

Следует отметить еще один важный фактор. Часто можно слышать, что работодатели заинтересованы в совершенствовании учебного процесса. Приведенный тезис как минимум не носит всеобщего характера. Дело в том, что большинство работодателей заинтересовано только в прибыли. Если работодатель испытывает потребность в кадрах, он может сделать разовые затраты, чтобы решить эту проблему. Но быть перманентным инвестором для системы образования работодатели не готовы. Исключением являются крупные предприятия, которые ведут ежегодный набор новых кадров, или ассоциации предпринимателей. На основе разовых взносов отдельных предприятий ассоциация предпринимателей может стать постоянным работодателем, ежегодно принимая на работу выпускников финансируемых учебных заведений.

Таким образом, для регулирования процесса необходима третья сторона (участник). Рассмотрим возможные варианты третьего участника в процессе трудоустройства. Прежде всего это государственные органы власти и структуры, которые курируют соответствующие отрасли экономики. Подведомственное государственное управление соответствующими органами власти — оптимальное решение. Подобное управление, например, имеет место в учебных заведениях силовых ведомств. Органы государственной власти имеют достаточные компетенции для координирования процессов подготовки кадров и создания для них рабочих мест. В роли ведомственных кураторов могут выступать и органы местного самоуправления, так как в их компетенции, учитывая экономические региональные интересы, участвовать в этом процессе, используя такие механизмы, как создание попечительских советов, организация практики и стажировок, обеспечение информационных каналов и пр. Выпускники учебных заведений вправе лично или через общественные объединения участвовать в процедуре трудоустройства, как и прочие аффилированные лица.

УДК 621.882:621.777.22

О. В. ГЕРАСИМОВА, канд. техн. наук, В. Я. ГЕРАСИМОВ, д-р техн. наук
(Курганский ГУ, г. Курган), e-mail: rector@kgu.kurgan.ru

Повышение прочности резьбовых изделий на основе опережающего пластического деформирования металла

Предложено повышение прочности стержневых резьбовых изделий, испытывающих статические и циклические растягивающие напряжения, путем применения опережающего пластического деформирования металла.

Ключевые слова: резьбовые соединения, прочность, редуцирование, обжатие.

Hardening rod threaded makes which experience static and periodic tensile stresses, by means of application of outstrip plastic behaviour of metal was offered.

Keywords: screw joints, strength, reducing, crimping.

При изготовлении стержневых крепежных изделий резанием и холодной штамповкой эффективно опережающее пластическое деформирование металла, которое, например, повышает стойкость режущего инструмента, уменьшает силы резания и температуру при обработке [1].

При изготовлении стержневых резьбовых изделий холодным пластическим деформированием опережающее упрочнение металла осуществляется по схемам волочения и редуцирования. При этом операция редуцирования как составная часть технологического процесса [2, 3] проводится непосредственно на штамповочном оборудовании.

Величина обжатия определяется выражением $\varepsilon = 2\ln(d_0/d_1)$, которое позволяет оценить редукцию площади поперечного сечения стержневой заготовки при обжатии с диаметра d_0 до диаметра d_1. Обжатие при одинарном и двойном редуцировании стержневой части изделий на однопозиционных и многопозиционных холодновысадочных автоматах может составлять соответственно 0,14÷0,74 и 1,10 [4].

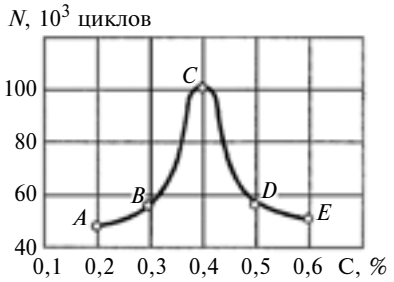
От величины обжатия зависит деформационное упрочнение (наклеп) металла по всему поперечному сечению деформированной заготовки и степень его неравномерности в отдельных зонах [3], что подтверждается изменением твердости. Это влияет на прочность изготовляемых стержневых крепежных изделий. Кроме того, значительное влияние на механические свойства, а следовательно, на долговечность резьбовых соединений оказывает содержание углерода в стали (рисунок). Согласно данным работы [5], оптимальным является содержание углерода около 0,4 %, что соответствует сталям 35 (0,32÷0,39 % С), 45 (0,42÷0,49 % С) и 40Х (0,36÷0,43 % С).

Рассмотрим изменение пределов прочности и выносливости при механических испытаниях шпилек М16×1,5 с накатанной резьбой при редуцировании стержневых заготовок (опережающее пластическое деформирование металла) с различным обжатием.

В таблице приведены значения обжатия ε при редуцировании и соответствующие относительные изменения пределов прочности и выносливости сталей 20 и 35. Пределы выносливости определены по формуле Р. Б. Хейвуда [6]:

$$\sigma_{-1} = \xi\sigma_{\text{в}}\frac{25 + d}{25 + 3d},$$

где $\xi = 0{,}15$ — коэффициент для углеродистых сталей ($\sigma_{\text{в}} < 1100$ МПа); d — диаметр резьбы.



Зависимость долговечности резьбовых соединений от содержания углерода в стали

Относительное изменение пределов прочности и выносливости стержневых резьбовых изделий при разных обжатиях заготовок

Обжатие ε	$\Delta\sigma_{\text{в}}/\sigma_{\text{в.о}}$ для стали		$\Delta\sigma_{-1}/\sigma_{-1\text{о}}$ для стали	
	20	35	20	35
0	0	0	0	0
0,10	9,0	6,5	8,9	6,7
0,20	27,0	27,5	27,0	27,4
0,30	41,0	51,0	40,4	51,2
0,35	40,0	55,3	40,0	55,4

УДК 539.3:626

Н. Л. ВЕЛИКАНОВ, д-р техн. наук (Калининградский ГТУ), С. И. КОРЯГИН, д-р техн. наук (Балтийский ФУ им. И. Канта, г. Калининград), e-mail: elenalpp@mail.ru

Напряженно-деформированное состояние двухслойных труб и колонн

Приведены решения задач на растяжение и сжатие двухслойных труб и колонн в двух взаимно перпендикулярных направлениях с учетом сил трения.

Ключевые слова: двухслойные трубы, колонны, сжатие, растяжение, трубобетон, прочность.

Problem solutions on stretching and pressure at two orthogonally related directions of double-layer pipes and columns taking into account frictional forces were presented.

Keywords: double-layer pipes, columns, pressure, stretching, tube concrete, strength.

Трубы — массовая и востребованная в машиностроении продукция, к которой предъявляются особенно высокие требования. Важное значение имеют точность размеров и идеальная чистота поверхности труб [1—6]. Принципиально новые качественные характеристики должны иметь трубы, ориентированные на приоритетные отрасли. Такими являются прецизионные трубы, производство которых привело не только к развитию металлургии в области выплавки принципиально новых сталей и сплавов из цветных металлов (прецизионных), но и к качественному обновлению необходимого оборудования.

К новым относятся многослойные трубы, предназначенные главным образом для магистральных газопроводов. Применение многослойных труб позволяет повысить надежность трубопровода и поднять давление газа до 10 МПа. Так, две магистрали из многослойных труб заменяют три традиционные. Многослойные трубы бывают двухслойные и четырех-, пятислойные. В первом случае труба образуется навивкой по винтовой спирали нескольких слоев широкой стальной ленты на центральную трубу (основу); во втором — труба сваривается из отдельных многослойных обечаек, каждая из которых образуется навивкой стальной рулонной полосы по спирали Архимеда. Контроль металла и сварных соединений многослойных труб осуществляется способами дефектоскопии.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 79)

Анализ полученных результатов показал:

1. При редуцировании стержневых заготовок из сталей 20 и 35 их пределы прочности и выносливости изменяются одинаково, что свидетельствует об идентичности накопления упрочняющего эффекта и его влияния на механические свойства изготовленных крепежных изделий.

2. Наибольший деформационно-упрочняющий эффект достигается при повышенных обжатиях, которым соответствует упрочнение металла преимущественно в центральной зоне редуцированных заготовок вблизи продольной оси. Именно эта зона воспринимает основную часть растягивающей нагрузки при затяжке резьбового соединения и переменных растягивающих напряжениях.

3. Применение сталей с повышенным содержанием углерода приводит к улучшению механических свойств резьбовых изделий на 25÷38 % при больших обжатиях.

Таким образом, опережающее пластическое деформирование металла повышает прочность стержневых резьбовых изделий. Поэтому редуцирование стрежневых заготовок при предварительном деформационном упрочнении металла весьма эффективно при правильном выборе стали и оптимальной величине обжатия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Подураев В. Н., Ярославцев В. М., Ярославцева Н. А.** Эффективность обработки резанием с опережающим пластическим деформированием // Вестник машиностроения. 1972. № 12. С. 58—61.

2. **Холодная** объемная штамповка: Справочник / Под ред. Г. А. Навроцкого. М.: Машиностроение, 1973. 496 с.

3. **Владимиров Ю. В., Герасимов В. Я.** Технологические основы холодной высадки стержневых крепежных изделий. М.: Машиностроение, 1984. 120 с.

4. **Навроцкий Г. А., Кроха В. А.** О величинах деформации металла при высадке стержневых изделий на холодновысадочных автоматах // Кузнечно-штамповочное производство. 1977. № 5. С. 19—21.

5. **Биргер И. А., Иосилевич Г. Б.** Резьбовые соединения. М.: Машиностроение, 1973. 256 с.

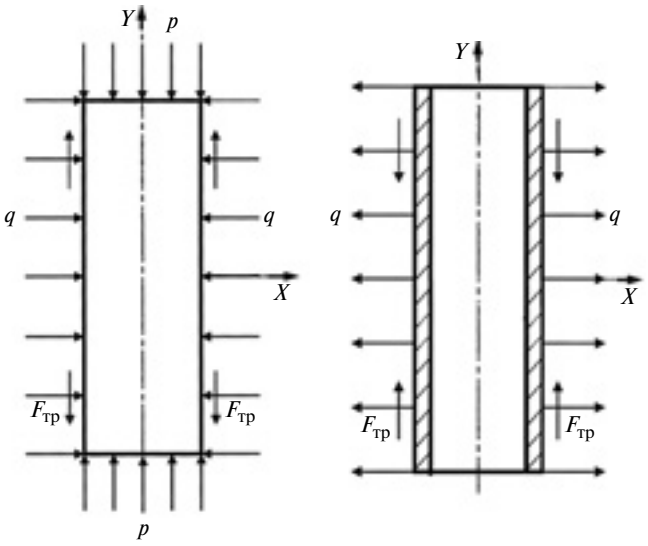
6. **Хейвуд Р. Б.** Проектирование с учетом усталости. М.: Машиностроение, 1969. 504 с.

Стальные горячедеформированные биметаллические трубы применяют для транспортировки пульпы из абразивных материалов.

В разных странах широко используют конструкции из бетона, заключенного в стальную обойму. Трубобетонные колонны имеют небольшую гибкость, но обладают исключительно высокой несущей способностью при относительно малых поперечных сечениях. Они являются примером удачного сочетания наиболее ценных свойств металла и бетона. При продольном сжатии трубобетонного элемента реактивное боковое давление, действующее со стороны стальной оболочки на бетонное ядро, создает для бетона благоприятные условия работы — объемное сжатие. Прочность бетона при сжатии существенно возрастает. Стальная обойма благодаря благоприятному влиянию внутреннего давления твердой среды сохраняет местную устойчивость.

Сжатые трубобетонные элементы (даже с ядром из высокопрочного бетона) отличаются пластичным характером работы в предельном состоянии, что исключает опасность внезапного разрушения как отдельной конструкции, так и здания в целом [4, 5]. Отсутствие продольной и поперечной арматуры в бетонном ядре позволяет получить более качественную укладку бетонной смеси, что положительно сказывается на прочности бетона. Изоляция бетонного ядра от окружающей среды создает более благоприятные условия для его работы под нагрузкой.

Ввиду ненадобности опалубочного оборудования изготовление трубобетонных элементов значительно облегчается и становится выгоднее как по трудозатратам, так и по стоимости. Отсутствие методики расчета прочности трубобетонных колонн, адекватно оценивающей их напряженно-деформированное состояние, сдерживает широкое их применение.



а) *б*)

Рассмотрим расчетные схемы бетонной колонны (рисунок, *а*) и стальной трубы (рисунок, *б*), в которую она заключена. Определим давление между сталью и бетоном, полагая в отличие от работы [7], что между сталью и бетоном есть трение ($F_{тр}$ — сила трения) и известны все размеры и продольное сжимающее давление p.

Относительные удлинения по осям X и Y определяем по формулам работы [7]:

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} - \frac{\mu}{E}(\sigma_y + \sigma_z);$$
$$\varepsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} - \frac{\mu}{E}(\sigma_x + \sigma_z). \quad (1)$$

где σ_x, σ_y и σ_z — напряжения по осям; μ — коэффициент Пуассона; E — модуль упругости материала при растяжении (сжатии).

Используя упрощенную схему [7], с учетом силы трения определим растяжение трубы по окружности:

$$\varepsilon_{xc} = \frac{qd(1-k_г)}{2hE_с}, \quad (2)$$

где q — поперечное сжимающее давление; d — внутренний диаметр трубы; $k_г$ (или $k_в$) — коэффициент трения по горизонтали (или по вертикали).

Расширение бетона в поперечном направлении согласно выражению (1) имеет вид:

$$\varepsilon_{xб} = -\frac{q(1-k_г)}{E_б} + \frac{\mu_б}{E_б}\left[p + q\left(1 - \frac{4k_в l_1}{\pi d}\right)\right]. \quad (3)$$

Приравняв уравнения (2) и (3), получим:

$$\frac{qd(1-k_г)}{2hE_с} = -\frac{q(1-k_г)}{E_б} + \frac{\mu_б}{E_б}\left[p + q\left(1 - \frac{4k_в l_1}{\pi d}\right)\right]. \quad (4)$$

Из зависимости (4) определим давление

$$q = p\frac{\mu_б}{\frac{d}{2h}\frac{(1-k_г)E_б}{E_с} + (1-k_г) - \mu_б\left(1 - \frac{4k_в l_1}{\pi d}\right)}. \quad (5)$$

В зависимостях (2)÷(5) индекс "с" относится к стали, индекс "б" — к бетону.

Тогда растягивающее окружное напряжение

$$\sigma = qd/(2h). \qquad (6)$$

При отсутствии сил трения из зависимости (5) получим решение, данное в работе [3]:

$$q = p\frac{\mu_б}{\frac{d}{2h}\frac{E_б}{E_с} + 1 - \mu_б}. \qquad (7)$$

Рассмотрим двухслойную трубу, к внутреннему слою которой приложено сжимающее давление p. Окружное растяжение наружного слоя трубы определим по формуле:

$$\varepsilon_{x1} = \frac{qd(1-k_г)}{2h_1E_1}. \qquad (8)$$

Окружное растяжение внутреннего слоя трубы определим по формуле

$$\varepsilon_{x2} = \frac{qd(1-k_г)}{2h_2E_2} - \frac{\mu_2}{E_2}\left(\frac{qd(1-k_г)}{2h_2} - \frac{4k_в l_1}{\pi h_2}q + p\right). \qquad (9)$$

Приравняв уравнения (8) и (9), получим:

$$q = p\frac{\mu_2}{\frac{d}{2}\left(\frac{(1-k_г)E_2}{h_1E_1} + \frac{(1-k_г)}{h_2}\right) - \mu_2\left(1 - \frac{4k_в l_1}{\pi h_2} + \frac{d}{2h_2}(1-k_г)\right)}. \qquad (10)$$

В зависимостях (8)÷(10) индекс "1" относится к наружному слою, индекс "2" — к внутреннему.

Пусть внутри трубы действует давление q_1. Тогда окружное растяжение внутреннего слоя трубы определим по формуле

$$\varepsilon_{x11} = \frac{qd(1-k_г) + q_1}{2h_1E_1} - \frac{\mu_1}{E_1}\left(\frac{qd(1-k_г) + q_1}{2h_1} - \frac{4k_в l_1}{\pi h_1}q + p\right). \qquad (11)$$

Приравняв уравнения (11) и (8), получим:

$$q_{11} = \frac{\mu_2 p + \frac{q_1 d}{2h_2}(\mu_2 - 1)}{\frac{d}{2}\left(\frac{(1-k_г)E_2}{h_1E_1} + \frac{(1-k_г)}{h_2}\right) - \mu_2\left(1 - \frac{4k_в l_1}{\pi h_2} + \frac{d}{2h_2}(1-k_г)\right)}. \qquad (12)$$

Зависимость (12) определяет взаимное давление между внутренним и наружным слоями трубы.

Полученные результаты позволяют оценить напряженно-деформированное состояние двухслойных труб и колонн и могут быть использованы в инженерной практике.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бородавкин П. П., Березин В. Л.** Сооружение магистральных трубопроводов. М.: Недра, 1977. 407 с.
2. **Бородавкин П. П.** Механика грунтов в трубопроводном строительстве. М.: Недра, 1986. 224 с.
3. **Аксельрад Э. Л., Ильин В. П.** Расчет трубопроводов. Л.: Машиностроение, 1972. 240 с.
4. **Долженко А. А.** Трубобетонные конструкции на строительстве производственного здания // Промышленное строительство. 1965. № 6. С. 23—26.
5. **Лукша Л. К.** Прочность трубобетона. Минск: Высш. шк., 1977. 95 с.
6. **Ланчаков Г. А., Зорин Е. Е., Степаненко А. И.** Работоспособность трубопроводов: В 3-х ч. // Ч. 3. Диагностика и прогнозирование ресурса. М.: ООО "Недра-Бизнесцентр", 2003. 291 с.
7. **Тимошенко С. П.** Сопротивление материалов / Т. 1. Элементарная теория и задачи. М.: Физматгиз, 1960. 380 с.

Поздравляем с юбилеем

ДРАГУНОВА ЮРИЯ ГРИГОРЬЕВИЧА

Члену-корреспонденту РАН, доктору технических наук, профессору Юрию Григорьевичу Драгунову 18 ноября 2012 г. исполнилось 70 лет. Трудовую деятельность Юрий Григорьевич начал в ОКБ "Гидропресс", где прошел путь от инженера-конструктора до генерального конструктора и директора, возглавляя ФГУП ОКБ "Гидропресс" с 1998 по 2007 гг. С 2007 по 2008 гг. Ю. Г. Драгунов был советником директора ОАО "Атомэнергопром", а в 2008 г. стал первым заместителем генерального директора ОАО "Объединенные машиностроительные заводы". С 1 июля 2009 г. и по настоящее время Ю. Г. Драгунов — директор и генеральный конструктор ОАО "Научно-исследовательский и конструкторский институт энерготехники имени Н. А. Доллежаля".

Ю. Г. Драгунов — известный специалист и руководитель исследований по обоснованию конструкторских решений, обеспечивающих безопасность эксплуатации АЭС с ВВЭР, которые успешно эксплуатируются в России, Армении, Финляндии, Чехии, Словакии, Венгрии, Болгарии и на Украине. Под его руководством разработаны проекты реакторных установок для АЭС в Китае (АЭС "Тяньвань"), Иране (АЭС "Бушер") и Индии (АЭС "Куданкулам").

Работы, выполненные Ю. Г. Драгуновым на стыке таких научных направлений, как материаловедение, физическая химия, теплофизика, механика разрушений, позволили создать технику с увеличенным сроком службы. Они являются основой для разработки реакторных установок ВВЭР для АЭС нового поколения, охлаждаемых тяжелым жидкометаллическим теплоносителем, при создании которых используют наработки по ядерным паропроизводящим установкам для атомных подводных лодок.

Юрий Григорьевич является автором 59 изобретений и более 400 публикаций. Его научная деятельность охватывает исследования по прочности, безопасности и анализу риска. Как один из создателей реакторов со свинцово-висмутовым теплоносителем для атомных подводных лодок Ю. Г. Драгунов внес большой вклад в анализ уникального опыта эксплуатации реакторов данного типа и его использование в разработке реактора СВБР-100, предназначенного для гражданской атомной энергетики. Юрий Григорьевич назначен руководителем проекта, координатором работ институтов отрасли по созданию реакторной установки для ЯЭДУ мегаваттного класса.

Ю. Г. Драгунов организует исследования и принимает участие в создании судовых и космических ядерных энергетических установок, создании и внедрении комплексных автоматизированных систем управления ядерными энергетическими установками, систем мониторинга и диагностики оборудования атомных электростанций, реализации обязательств России по международному проекту термоядерного реактора ИТЭР.

С 1995 по 2005 гг. Юрий Григорьевич выполнял обязанности представителя России в международной рабочей группе МАГАТЭ по управлению ресурсом АЭС.

В настоящее время Ю. Г. Драгунов является членом экспертного совета в области судостроения, кораблестроения и судоремонта Комиссии совета Федерации Федерального собрания РФ по национальной морской политике; членом экспертного совета № 1 Высшей аттестационной комиссии; членом секции атомной энергетики межведомственного совета по присуждению премий Правительства РФ в области науки и техники; членом рабочей группы Научно-координационного совета ФЦП "Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2007—2014 гг." по приоритетному направлению "Энергетика и энергосбережение"; заместителем председателя научно-технического совета ОАО "НИКИЭТ"; членом докторского диссертационного совета при ОАО ОКБ "Гидропресс"; членом ученого совета МГТУ им. Н. Э. Баумана; заведующим кафедрой "Ядерные реакторы и установки".

Юрий Григорьевич — лауреат премии Совета Министров СССР за создание научных основ и внедрение отжига корпусов реакторов ВВЭР-440 для повышения безопасности атомных станций (1991 г.). За большой вклад в развитие атомной энергетики он удостоен почетного звания "Заслуженный конструктор РФ" (1995 г.), награжден Орденом Почета (2003 г.), награжден почетной грамотой Председателя Правительства РФ.

Редакция и редколлегия журнала "Вестник машиностроения" желают Юрию Григорьевичу здоровья, долголетия, благополучия и дальнейшей плодотворной работы.

Выставка "Нефтегаз—2012"

На территории ЦВК "Экспоцентр" в июне традиционно проходит международная выставка оборудования и технологий для нефтегазового комплекса. На четырнадцатой международной выставке "Нефтегаз" была представлена продукция ведущих производителей нефтегазодобывающего и нефтеперерабатывающего оборудования из 32 стран.

ООО "Бугульминский опытный завод нефтеавтоматики"

Сетчатый фильтр МИГ-Ф-40-1,6 для очистки от механических примесей сырой и товарной нефти применяется на узлах учета нефти. Температура нефти от 5 до 60 °С; плотность 700÷1200 кг/м^3; механических примесей — не более 0,5 %, парафина — 9 %, сернистых соединений — не более 3 %; нефтепродукты (бензин, керосин, дизельное топливо, мазут) при температуре от 5 до 80 °С; плотность 700÷1000 кг/м^3; содержание механических примесей — не более 0,5 %.

Индукционный сигнализатор положения СПИ-01 для контроля прохождения скребка через устье скважины при очистке от парафина фонтанных, компрессорных и оборудованных погружными электронасосами нефтяных скважин, оборудованных установкой депарафинизации. Сигнализатор выдает сигнал в момент прохождения через него скребка на станцию управления установки депарафинизации скважин. Рабочая среда сигнализатора: нефть, вода, природный газ; температура рабочей среды 70 °С. Сигнализатор работает при температуре окружающей среды от −60 до +45 °С и относительной влажности 95 ± 3 % при температуре 25 °С. При рабочем напряжении 6,3 ± 0,2 В сила тока 35 мА. Габаритные размеры сигнализатора 300 × 140 × 110 мм; масса 8 кг.

Влагомер сырой нефти ВОЕСН-АКВАСЕНС состоит из первичного преобразователя ПП ВОЕСН и блока обработки данных БОД ВОЕСН, он предназначен для непрерывного измерения объемного содержания нефти и воды в водонефтяной смеси после предварительной сепарации свободного газа и вычисления среднего объемного содержания нефти при работе в комплекте с массовым счетчиком жидкости. Измеряемая среда — сырая нефть; температура от 5 до 85 °С; массовое содержание солей 0,3÷15 %; остаточное содержание газа в водонефтяной смеси не более 5 %.

Сигнализатор наличия пламени СНП-1 для контроля пламени с выдачей сигнала о гашении пламени основных и запальных горелок газоиспользующих установок с тепловой мощностью до 5 МВт, давлением газа до 0,8 Н/см^2. Сигнализатор может работать в автономном режиме с управляющим выходом на исполнительные механизмы и в системах автоматизации. Сигнализатор работает при температуре окружающей среды от −4 до +50 °С; питающее напряжение 220 В; потребляемая мощность 12 Вт; задержка выходного сигнала 1 с. Габаритные размеры сигнализатора 154 × 107 × 148 мм; масса 2 кг.

Датчик уровня жидкости ДУЖ-1М для контроля уровня жидкости и раздела двух несмешивающихся жидкостей в различных технологических аппаратах, при работе в комплекте со вторичным прибором с искробезопасными входами используется в технологических аппаратах, где возможно образование взрывоопасных смесей. Температура окружающей среды от −50 до +45 °С. Параметры рабочей среды (вода, сырая нефть): температура от 5 до +60 °С; рабочее давление 1,6 МПа; плотность нефти 0,78÷0,92 г/см^2.

Блок управления станком-качалкой БУС-4 используется для управления асинхронным электродвигателем с короткозамкнутым ротором привода станка-качалки и защиты электропривода и технологического оборудования в случае аварийного режима. Возможно ручное, автоматическое и программное управление. На всех режимах обеспечивается защитное отключение электродвигателя станка-качалки при обрыве фазы или ремней штанг, при максимальных перегрузках, повышении или понижении давления в трубопроводе. В автоматическом режиме обеспечивается: автоматический пуск электродвигателя через установленное время, а также после восстановления напряжения сети, если был перерыв в снабжении электроэнергией. В программном режиме обеспечивается включение и отключение станка-качалки согласно заданной программе. Время задержки автоматического пуска станка-качалки 3÷120 с; время работы станка-качалки по заданной программе 24 ч; при перегрузке (более 130 %) время остановки станка-качалки 4÷120 с. Потребляемая мощность 150 Вт, питающее напряжение 380 В; габаритные размеры 850 × 720 × 320 мм; масса 60 кг.

АСУ ТП дожимной насосной станции для автоматизации контроля и управления производством, мониторинга работы оператора. Система контроля и управления станцией представляет собой программно-аппаратный комплекс, в котором задачи контроля и управления технологическим процес-

сом решаются на следующих условиях: первичные средства автоматизации (датчики, преобразователи, приборы местного контроля, исполнительные устройства), их назначение — преобразование технологических параметров в информационные сигналы и преобразование управляющих сигналов в управляющие воздействия; оборудование с локальными системами автоматизации (блоки дозировки реагента, путевые подогреватели, узлы учета нефти, газа и электроэнергии); станции управления для сбора и первичной обработки информации, реализация алгоритмов программно-логического управления и автоматического регулирования, защиты и блокировок, обмен данными и реализация команд; на автоматизированном рабочем месте оператора осуществляется сбор данных в режиме реального времени, мониторинг технологического процесса. Сервер базы данных осуществляет долгосрочное хранение оперативной информации.

ООО "Гусевский арматурный завод "Гусар"

Стальные клиновые литые задвижки DN 50...250 применяются в качестве запорного устройства на трубопроводах для перекрытия потока рабочей среды (природный газ, вода, пар, нефть, нефтепродукты, жидкий и газообразный аммиак и другие жидкие и газообразные среды, нейтральные к материалам деталей, соприкасающихся со средой). Задвижки можно монтировать в любом положении, кроме электроприводом вниз. Задвижки работают при температуре окружающей среды от −40 до +60 °С. Задвижки монтируются на трубопроводе фланцевым способом или с помощью патрубков под сварку.

Односедельный фланцевый регулирующий клапан DN 15 предназначен для установки на трубопроводах в качестве регулирующего органа в системах автоматического регулирования и управления тепловыми процессами путем автоматического изменения пропускной способности рабочей среды (воды, перегретый пар, воздух и жидкости и газообразные среды, нейтральные к материалам деталей, соприкасающихся с рабочей средой). Применяется фланцевое присоединение клапана к трубопроводу. Мощность электродвигателя электропривода регулирующего клапана 2,75 Вт. Ход штока 20 мм, номинальное усилие на штоке 1 кН, масса регулирующего клапана 3,3 кг.

Запорно-регулирующий односедельный фланцевый клапан PN 1,6 устанавливается на трубопроводы в качестве регулирующего органа в системах автоматического регулирования и управления тепловыми процессами путем автоматического изменения пропускной способности рабочей среды (вода, перегретый пар, воздух, жидкости и газообразные среды, нейтральные к материалам деталей, соприкасающихся со средой). Клапан работает при температуре окружающей среды от −25 до +40 °С. Присоединение к трубопроводу фланцевое. Мощность электродвигателя электропривода запорно-регулирующего клапана 2,75 Вт; давление в технологической системе 1,6 МПа; ход штока клапана 20 мм; масса 3,3 кг.

ОАО "Нефтемаш" (г. Саратов)

Огнепреградитель ОПН1-80С со съемной кассетой для предотвращения проникновения пламени внутрь резервуара с нефтепродуктами. Огнепреградитель устанавливают между резервуаром и предохранительным клапаном. Он предназначен для защиты резервуара от огня (искры) через дыхательную аппаратуру. Принцип работы огнепреградителя основан на задержке пламени кассетой, размещенной внутри корпуса, которая состоит из пакета чередующихся гофрированных и плоских пластин, образующих каналы малого диаметра. Пламя, попадая в каналы малого диаметра, дробится на мелкие элементы. Поверхность соприкосновения пламени с предохранителем увеличивается, теплоотдача повышается, пламя гаснет. Сборная конструкция предохранителя позволяет извлекать кассеты для осмотра и контролировать их состояние. Условный проход в кассете 80 мм, рабочее давление 1 МПа. Пропускная способность при сопротивлении воздушному потоку в 118 Па составляет 60 $м^3$/ч. Длина огнепреградителя 160 мм; диаметр фланца 185 мм; масса 11 кг.

Взрывозащищенный нормально-закрытый клапан-отсекатель КО-500 представляет собой запорное устройство с дистанционным управлением, обеспечивает защиту резервуара от проникновения пламени по закрытой газоуровнительной системе. Предел огнестойкости клапана 10 мин; рабочее давление 0,1 МПа; время закрытия клапана 0,5 с; питающее напряжение 220 В; габаритные размеры 810 × 770 × 640 мм; межфланцевое расстояние 134 мм; масса 135 кг.

Электроприводная хлопушка ЭХ700 для предотвращения потерь нефтепродуктов из резервуара в случае разрыва трубопровода или выхода из строя запорных устройств. Хлопушка монтируется на фланце приемо-раздаточного патрубка внутри резервуара. Условный проход хлопушки 700 мм; мощность электродвигателя 1,5 кВт; габаритные размеры 170 × 910 × 1645 мм; масса 880 кг.

Роликовый блок для направления каната при подъеме и опускании трубы монтируется на резервуаре в месте соединения с вертикальной стенкой в предварительно вырезанное отверстие. Блок применяется для работы с лебедками грузоподъемностью 1 т и подъемной трубой с условным проходом 100÷500 мм. Габаритные размеры роликового блока 744 × 141 × 480 мм; масса 15 кг.

Ручная лебедка ЛР 1000М для подъема и опускания труб для забора нефтепродукта может использоваться и для других целей, состоит из корпуса, внутри которого на подшипниках качения ус-

тановлен вал с барабаном и червячным колесом. Барабан вращается с помощью рукоятки через червячную передачу. Имеется храповик, который предохраняет от самопроизвольного опускания груза. Скорость опускания груза регулируется тормозным винтом. Барабан с наматываемым тросом защищен съемным кожухом. В корпусе лебедки установлена масляная ванночка для смазывания червячной передачи. Диаметр троса 8 мм; диаметр барабана 14 м; максимальное усилие на ручке 99 Н; габаритные размеры лебедки 470 × 590 × 350 мм; масса 50 кг.

Сливное устройство УС-80-1А для слива бензина и дизельного топлива в резервуар АЗС состоит из муфты МС-80 для слива, огнепреградителя с легкосъемной кассетой ОПН-80, шарового крана с условным проходом 80 мм и соединительных патрубков. Корпус огнепреградителя может выполняться из алюминиевого сплава или углеродистой стали. Габаритные размеры 645 × 280 × 510 мм; масса 35,8 кг.

ЗАО "ЭЛКАМ-Нефтемаш" (г. Пермь)

Специальный двухступенчатый насос 2СП70/Б32Д2 для добычи нефти с высоким содержанием газа состоит из кольцевого всасывающего клапана, плунжера с дифференциальными уплотнениями и нагнетательным клапаном, верхнего клапана с дифференциальными уплотнениями, цилиндра и штока. Наличие верхнего клапана позволяет отсечь от нагнетательного клапана гидростатический столб жидкости, создав камеру низкого давления над нагнетательным клапаном. При ходе плунжера вниз, верхний дифференциальный клапан принудительно закрыт под действием гидростатического столба жидкости и трения о шток. Нагнетательный клапан изолирован от гидростатического столба жидкости и открывается, когда жидкость поступает в полость между верхним дифференциальным клапаном и нагнетательным клапаном. При ходе плунжера вверх происходит принудительное открытие верхнего клапана, и жидкость с газом уходит в полость НКТ. Наружный диаметр насоса 102 мм; длина 5 м.

Насос НН-2СПМ используется для добычи нефти из малодебитных скважин в непрерывном режиме. Рекомендуемая глубина спуска насоса 2000 м. Насос работоспособен при повышенной вязкости нефти и наличии механических примесей, может устанавливаться в искривленных скважинах. Плунжер насоса цельнометаллический диаметром до 44,5 мм с ходом до 3,2 м, его диаметр 1700 мм. Глубина опускания насоса до 2 км. Габаритные размеры: наружный диаметр 102 мм, длина 4094 мм.

Газопесочный якорь ПГ-3 для снижения негативного влияния песка и других механических примесей, попадающих в клапанные и плунжерные пары, рабочие органы насосов и поверхностное оборудование. Якорь работает следующим образом. Жидкость, находящаяся в затрубном пространстве по кольцевому пространству поднимается вверх, дойдя до входного фильтра, жидкость проходит через проволочный фильтр, меняя направление на противоположное. Далее жидкость движется по кольцевой полости приемовыкидного патрубка, на котором навита нисходящая спираль, заходящая в плоскоотводящий патрубок. При движении жидкости по спирали происходит отделение песка, который осаждается в накопителе. Габаритные размеры: диаметр 108 мм; длина без подвесных труб 3200 мм.

Устройство СР-1 для соединения и рассоединения плунжера скважинного насоса с колонной насосных штанг применяется при использовании насоса, диаметр плунжера которого превосходит внутренний диаметр колонны насосно-компрессорных труб. Соединение плунжера с колонной штанг осуществляется свинчиванием верхнего и нижнего узлов. Момент свинчивания 450÷550 Н · м. Отсоединение колонны штанг от плунжера при демонтаже насоса осуществляется в результате упругих деформаций корпуса, а сцепление — в результате приложения растягивающего усилия к колонне в пределах 60 000÷11 000 Н, тем самым достигается многократное использование устройства (до 1000 раз). Габаритные размеры: длина 540 мм, диаметр 57 мм; масса 5,75 кг.

Установку СДУ-125А для механической очистки от парафина внутренней полости насосно-компрессорных труб фонтанных скважин и скважин, оборудованных электрическими погружными насосами. Преимущества установки: полная автоматизация спускоподъемных операций с заданной периодичностью; возможность спуска скребка в ручном режиме для пробивания парафиновых пробок (глубина спуска до 2000 м); контроль провиса проволоки и ее чрезмерного натяжения; возможность передачи данных с системы управления на центральный диспетчерский пульт. Диаметр очищаемых насосно-компрессорных труб: 60, 73 и 89 мм. Давления опрессовки лубрикатора: 14, 21 и 35 МПа. Максимальная глубина очистки 3000 м. Диаметр рабочей проволоки 1,8 ÷ 2,2 мм. Мощность электродвигателя 2,1 кВт. Усилие срабатывания предохранительного устройства 2 кН. Скорость подъема скребка 0,32÷0,57 м/с; скорость спуска скребка 0,5÷2 м/с, скорость регулируется преобразователем частоты. Питающее напряжение 380 В; масса с проволокой 292 кг.

ОАО "Волгабурмаш" (г. Самара)

Моторные буровые долота имеют высокий ресурс, используются для бурения скважин с частотой вращения до 300 мин$^{-1}$ на форсированных режимах. Маслонаполненная опора долота герметизирована двумя радиальными термостойкими эластомерными уплотнениями. Схема опоры: радиальный

подшипник скольжения — шариковый подшипник качения — торцевой подшипник скольжения — радиальный подшипник скольжения. Большой подшипник скольжения снабжен плавающей торцевой шайбой; малый радиальный подшипник скольжения имеет плавающий колпачок. Втулка, шайба и колпачок изготовляются из антифрикционного износостойкого материала с покрытием из серебра. Опора с плавающей шайбой и компьютеризированная сборка обеспечивают меньшие допуски и постоянные зазоры на малой и большой подшипниковых дорожках. На поверхности цапф подшипников скольжения наплавлен слой твердого сплава. Полость опоры заполнена смазкой, что снижает коэффициент трения в опоре, ее перегрев и изнашивание. Шарошки имеют стальные зубья.

Буровые долота РДС для бурения вертикальных, наклонных и горизонтальных нефтяных и газовых скважин в малоабразивных и абразивных породах с промывкой буровым раствором. Они обладают высокой износостойкостью. Высокоточное оборудование обеспечивает изготовление лопастей с высокой точностью в серийном производстве.

ОАО "Борхиммаш" (г. Борисоглебск)

Аппарат воздушного охлаждения АВМ для конденсации и охлаждения парообразных, газообразных и жидких сред. Односекционный аппарат собран из биметаллических труб, обдуваемых потоком воздуха, который нагнетается осевыми вентиляторами. Давление при работе аппарата 0,6÷10 МПа, число рядов труб в секции 4÷8, их длина 1,5÷3 м, площадь поверхности теплообмена 105÷775 м^2, мощность аппарата 3 кВт.

Аппарат воздушного охлаждения 1АВГ-ВВ для охлаждения высоковязких продуктов (вязкость на выходе более 2×10^{-4} м^3/с) оснащен оребренными теплообменными трубками. Площадь поверхности теплообмена 660 м^2; три теплообменные секции; давление 0,6÷6,3 МПа. Потребляемая мощность 30 кВт; габаритные размеры 4530 × 5080 × 4030 мм; масса 20 т.

Аппарат воздушного охлаждения БМР блочно-модульного типа с рециркуляцией нагретого воздуха используют для конденсации и охлаждения парообразных, газообразных и жидких сред в технологических процессах нефтеперерабатывающей промышленности. Для предотвращения переохлаждения продукта аппарат оснащен узлом рециркуляции нагретого воздуха. Аппарат состоит из одной теплообменной секции со сварными неразъемными камерами. Площадь поверхности теплообмена 430÷5037 м^2; мощность электродвигателя 15 кВт.

Аппарат воздушного охлаждения 1АВЗ для охлаждения и конденсации парообразных, газообразных и жидких продуктов в нефтеперерабатывающей промышленности. Аппарат состоит из шести трубных секций, собранных из биметаллических оребренных труб. Трубные секции имеют зигзагообразную форму. Секции смонтированы на металлической конструкции. На отдельной раме смонтированы приводы с колесом вентилятора. Колесо, вращаясь в полости коллектора, прогоняет воздух через межтрубное пространство, охлаждая продукт. Давление 0,6÷6,3 МПа; шесть теплообменных секций; площадь поверхности теплообмена 2250÷6150 м^3; мощность электродвигателя 75 кВт.

ОАО "ПО ЕлАЗ" (г. Елабуга)

Подъемная установка для бурения скважин глубиной до 2500 м, а также для капитального ремонта, освоения и восстановления нефтяных и газовых скважин глубиной до 5000 м. Установка используется для переезда от скважины к скважине; монтажа и демонтажа на скважине; спуско-подъёмных операций с насосно-компрессорными и бурильными трубами, устанавливаемыми вертикально, и насосными штангами; ликвидации скважин; разбуривания песчаных пробок и цементных стаканов; фрезерования металлических предметов; освоения скважин после бурения; зарезки вторых стволов и бурения скважин. Установка работает при температуре окружающей среды от −40 до +40 °С. Грузоподъемность на крюке установки 981 кН; талевая восьмиструнная система; телескопическая двухсекционная мачта с рабочим балконом. Подъем и выдвижение мачты осуществляется гидравлическим домкратом и гидроприводной лебедкой. Габаритные размеры 18 740 × 3000 × 4450 мм; масса 50 т.

Цементировочный агрегат АЦ-32 для нагнетания жидких сред при цементировочных промывочно-продавочных работах при бурении, освоении и капитальном ремонте скважин, при температуре окружающей среды от −40 до +40 °С. Монтажная база агрегата — автомобили Урал 4320, КрАЗ 65053, КрАЗ 63221, КамАЗ 43118. Агрегат оснащен поршневым цементировочным насосом НПЦ-32 с ходом поршня 250 мм и центробежным насосом с частотой вращения 50 мин$^{-1}$. Давление на выходе из насоса не более 1,54 МПа; габаритные размеры 10 870 × 2500 × 3300 мм.

Агрегат АРОК-Е20 для ремонта и обслуживания станков-качалок позволяет выполнять сварочные, газорезательные, монтажные и демонтажные, слесарные работы, покраску, перевозку дежурной бригады до 5 чел. Базовое шасси: КамАЗ 43114, Урал 4320-1912 или КамАЗ 43118 с колесной формулой 6×6. Масса перевозимого груза 4 т, длина бортовой платформы 2,5 м. Грузоподъемность при максимальном вылете 950÷1300 кг в зависимости от базового шасси, максимальная высота подъема груза 8,6÷10 м.

Член.-корр. Академии проблем качества
А. Н. Иванов

Авторам

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Электронную версию статьи можно выслать по e-mail: vestmash@mashin.ru

В случае пересылки статьи почтой кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (**Microsoft Word 7**, шрифт Times New Roman, 14 кегль, расстояние между строк 1,5).

К статье прилагаются:

1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к Государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995 г., и может быть опубликована в открытой печати;

2) аннотация (1—3 предложения) и ключевые слова;

3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы.

Предоставляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Все статьи проходят рецензирование. Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

ПРАВИЛА ПОДГОТОВКИ СТАТЬИ ДЛЯ ПУБЛИКАЦИИ

1. На первой станице:

УДК (индекс статьи по Универсальной десятичной классификации http://teacode.com/online/udc/);

авторы (инициалы, фамилия, ученая степень, место работы, страна, город);

E-mail или телефон для контактов (обязательное требование ВАК);

название статьи;

гранты (указываются ссылкой внизу страницы).

2. Содержание статьи должно быть структурированным:

начало — реферативное изложение постановки задачи и возможное применение полученных результатов;

основная часть — формализованная постановка задачи, предлагаемый метод ее решения, отличие и преимущество от уже известных, примеры, подтверждающие работоспособность и эффективность предложенного решения;

завершение — обсуждение полученных результатов.

3. Обозначения и формулы.

Латинские буквы набираются курсивом (кроме обозначений дифференциалов, матриц, тригонометрических функций), русские и греческие — прямым шрифтом. Формулы (только те, на которые есть ссылки в тексте) нумеруются (порядковый номер в круглых скобках). Следует избегать многострочных и «многоэтажных» формул, исключать промежуточные расчеты, заменять сложные формулы более простыми, используя условные обозначения.

4. Библиографические ссылки.

Список библиографических ссылок набирается в конце статьи в порядке их размещения в тексте, где они указываются в квадратных скобках. При ссылках на книги и сборники указывают фамилию и инициалы авторов, полное название книги (сборника), город, издательство, год, общее число страниц; при ссылке на журнал — фамилию и инициалы авторов, полное название статьи, название журнала, год, номер журнала, страницы статьи (по ГОСТ Р 7.0.5—2008 и ГОСТ 7.1—2003). Если число авторов более четырех, то указывают первых трех со словами «и др.» (после названия за косой чертой). Ссылки на иностранную литературу следует писать на языке оригинала без сокращений. Электронные ресурсы оформляются по ГОСТ 7.0.5—2008.

5. Таблицы следует оформлять на отдельных страницах.

6. Подрисуночные подписи следует набирать на отдельной странице, они должны быть краткими и соответствовать содержанию рисунков.

7. Иллюстрации.

Рисунки оформляются отдельно от текста (***не заверстывать в текст!***). Принимаются только качественные, хорошо скомпонованные и окончательно выполненные рисунки (редакция не переделывает иллюстрации). Рисунки представляются в виде отдельных файлов (DOC, TIFF, PDF, JPEG с разрешением 600 dpi) размером не больше 186 мм.

Чертежи, схемы, графики, алгоритмы должны выполняться с учетом требований ЕСКД. Обязательно соблюдение соотношений толщин линий по ГОСТ 2.303—68. Толщина тонких линий должна учитывать предполагаемое уменьшение рисунка в журнале.

Подписчикам на журнал предоставляется право публикации вне очереди. Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).

Статьи публикуются в журнале бесплатно.