ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

3

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

Мосолов С. В., Бирюков В. И. — Обеспечение устойчивости рабочего процесса в жидкостных ракетных двигателях изменением акустических свойств камер сгорания 3

Иванов А. С., Ермолаев М. М., Крикунов Д. Э., Мирошник А. А., Руднев С. К., Чиркин А. В. — Конструктивные исполнения планетарно-цевочных редукторов для высокоточных следящих приводов 9

Шарков О. В. — Оценка шумовых характеристик приводного барабана конвейера с импульсным вариатором 12

Волков Г. Ю., Ратманов Э. В., Курасов Д. А. — Адаптивная система коррекции погрешностей наклона зубьев в зубчатых передачах 14

Плеханов Ф. И. — Влияние геометрии зацепления зубчатых колес планетарной передачи типа *K-H-V* на показатели прочности 16

Семеноженков В. С., Семеноженков М. В., Пешков В. В. — Обоснование конструктивных параметров модуля робота на основе анализа характеристик вибрации 20

Жевтун И. Г., Гордиенко П. С., Кухлевская Т. С., Машталяр Д. В. — Термическое поведение карбидсодержащих фаз на титановых сплавах 23

Александров В. Ю., Климовский К. К., Карпушин В. В. — Регулирование режимов работы центробежных насосов 25

Красильников А. Я., Красильников А. А. — Расчет силы взаимодействия высококоэрцитивных постоянных магнитов в полумуфтах магнитной муфты при разборке герметичного оборудования 30

Андреев А. Г., Щепкин А. В. — Оптимизация температуры нагревания при сборке соединений с натягом 34

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Гусейнов А. Г., Асадов Ш. Н. — Увеличение срока службы деталей, восстановленных и упрочненных диффузионной металлизацией 38

Янко В. М. — Изготовление конических резьб на трубопроводной арматуре и способы повышения герметичности резьбовых соединений 41

Серия статей
"Моделирование технологических процессов обработки материалов в системе Marc (CAD/CAE)"

Жарков В. А. — Моделирование в системе Marc обработки материалов в машиностроении. Часть 7. Испытания и правка растяжением 43

Цикл статей
"Проблемы теории механической обработки"

Воронцов А. Л. — Теоретическое обеспечение технологической механики. 3. Необоснованность закона парности касательных напряжений 48

Серия статей
«Проблемы теории и практики резания материалов»

Кабалдин Ю. Г., Серый С. В., Симагина Е. В. — Повышение устойчивости процесса при резании инструментом с нанопокрытием 54

Кузин В. В., Григорьев С. Н., Федоров С. Ю. — Изнашивание режущих пластин из нитридной керамики при обработке отливок из серых чугунов 58

Барботько А. И., Понкратов П. А. — Графический способ определения усилий резания при выборе державки резца 62

Обработка материалов без снятия стружки

Герасимов В. Я., Герасимова О. В. — Контроль структуры металла при деформационной обработке по изменению удельного электрического сопротивления и электропроводности 64

Александров С. Е., Пирумов А. Р., Чесникова О. В. — Влияние вращения бойков на толщину слоя интенсивных пластических деформаций вблизи поверхности трения . 66

Металлургическое оборудование и прокатное производство

Зюзин А. А., Константинова И. С., Казьмин Б. Н., Юров М. Д. — Повышение точности и качества валков тонколистовой прокатки применением оптимальных способов базирования 70

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Черников Б. В. — Информационный анализ документации промышленных предприятий 74

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Пашали Д. Ю., Бойкова О. А. — Определение коэффициентов внешнего магнитного поля электрических машин с учетом технологических и эксплуатационных факторов 79

Алиев А. А. — Использование низкоуглеродистой стали при изготовлении деталей электрооборудования транспортных средств холодной штамповкой 81

Щедрин А. В., Поляков А. О., Козлов А. Ю., Гаврилов С. А. — Самоорганизация контактных процессов — перспективное направление в трибологии 83

Выставка "MASHEX-2012" 85

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Mosolov S. V., Biryukov V. I. — Operating procedure stabilization in liquid-propellant engines through changing acoustic properties of combustion chambers 3

Ivanov A. S., Ermolaev M. M., Krikunov D. E., Miroshnik A. A., Rudnev S. K., Chirkin A. V. — Structural variations of planetary lantern wheel gear sets for high-precision follower actuators 9

Sharkov O. V. — Estimation of noise characteristics of driving drum of assembly line having pulsing infinitely variable speed transmission 12

Volkov G. Yu., Ratmanov E. V., Kurasov D. A. — Self-organizing system of adjustment of inclination teeth error in gear units 14

Plehanov F. I. — Influence of interlocking gear wheel geometry of *K-H-V* type planetary gear arrangement on strength factors 16

Semenozhenkov V. S., Semenozhenkov M. V., Peshkov V. V. — Argumentation of design factors of robot module on the ground of vibration pattern analysis 20

Zhevtun I. G., Gordienko P. S., Kukhlevskaya T. S., Mashtaler D. V. — Thermoelectric behavior of carbide containing phases on titanium alloys 23

Alexandrov V. Yu., Klimovskiy K. K., Karpushin V. V. — Regulation of centrifugal pumping equipment behavior 25

Krasil'nikov A. Ya., Krasil'nikov A. A. — Exchange force computation of high-coercivity constant magnets in half coupling of magnetic coupling in-taking to pieces airproof facility 30

Andreyev A. G., Schepkin A. V. — Optimization temperature heating when pleat pressure coupling 34

MANUFACTURING ENGINEERING

Guseinov A. G., Asadov Sh. N. — Age increasing details which were restored and strengthened through diffusion metallization 38

Yanko V. M. — The manufacture of tapered threads of the pipeline armature and ways to increase the tightness of threaded connections 41

A series of articles
"Marc (CAD/CAE) system model analysis of materials processing"

Zharkov V. A. — Material processing model analysis in Marc system in engineering. Part 7. Test and editing by stretching 43

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

Vorontsov A. L. — Theoretic securing technologic mechanic. 3. Weakness of twoness tangential stress rule 48

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

Kabaldin Yu. G., Seryi S. V., Simagina E. V. — Improving stability of cutting operation with the use of nano-coated tool 54

Kuzin V. V., Grigor'ev S. N., Fiedorov S. Yu. — Attrition of cutter plates of nitride ceramic in machining gray iron castings 58

Barbot'ko A. I., Ponkratov P. A. — Graphical method of computation of cutting force at choice of tool rest holder 62

Materials processing without metal removing

Gerasimov V. Ya., Gerasimova O. V. — Checking metal structure by deformation processing aimed to change electrical resistivity and conductivity 64

Alexandrov S. E., Pirumov A. R., Chesnikova O. V. — Influence of panes rotation on layer thickness of dense plastic flow nearby friction face 66

Metallurgical equipment and rolling

Zyuzin A. A., Constantinova I. S., Kazmin B. N., Yurov M. D. — Enhancement of accuracy and quality of light-gage drawing mangle through application of optimal basing methods 70

ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION

Chernikov B. V. — Information analysis of industrial undertakings documentation 74

TECHNICAL INFORMATION

Pashaly D. Yu., Boykova O. A. — Determination of external geomagnetic field indexes of electrical machine taking into account technologic and operational factors 79

Aliyev A. A. — Usage of low-carbon steel by transportation electric equipment express operations through cold-pressing 81

Schedrin A. V., Polyakov A. O., Kozlov A. Yu., Gavrilov S. A. — Contact process self-organization — a perspective direction in the tribology 83

Exhibition "MASHEX-2012" 85

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

Сдано в набор 05.12.2012. Подписано в печать 18.02.2013.
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 629.7:533.6.001

С. В. МОСОЛОВ, канд. физ.-мат. наук (Научный центр им. М. В. Келдыша), В. И. БИРЮКОВ, д-р техн. наук (МАИ), e-mail: Mosolov@list.ru

Обеспечение устойчивости рабочего процесса в жидкостных ракетных двигателях изменением акустических свойств камер сгорания

Показана необходимость увеличения запаса устойчивости камер сгорания жидкостных ракетных двигателей относительно некоторых вероятных тонов колебаний, используя акустические поглотители.

Ключевые слова: камера сгорания, акустические колебания, моды (тоны) колебаний, акустические поглотители, импеданс.

On the assumption of acoustic absorber usage necessity for buildup of safety against buckling of combustors of liquid-fuel rocket engines with respect to some feasible vibration tones was shown.

Keywords: combustor, acoustic vibrations, vibration modes (tones), acoustic absorbers, total resistance.

В камерах сгорания жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) периодические колебания возникают вследствие взаимодействия возмущений давления и скорости перемещения смеси газов с процессами горения топлива. Известно, что высокочастотные (ВЧ) колебания большой амплитуды соответствуют акустическим резонансам камеры сгорания [1—5].

Внутрикамерные автоколебания можно смоделировать системой из двух динамических звеньев: звена горения (системой уравнений, описывающих процессы преобразования) и акустического звена, замкнутых положительной обратной связью. Входной координатой звена горения являются возмущения давления (δp) и скорости потока газа (δu), а выходной — возмущения расхода (δG) продуктов горения (ПГ). Безразмерные возмущения параметров — это возмущения, отнесенные к средним стационарным значениям, например:

$$\delta p = \frac{p'}{p_0};$$

$$\delta\rho = \frac{1}{\gamma}\delta p;$$

$$\delta u = \frac{u'}{u_0},$$

где γ — показатель адиабаты; $\delta\rho$ — возмущение плотности газа; δu — пульсации скорости потока газа.

Возмущения расхода ПГ связаны с возмущениями плотности и скорости потока газа: $\delta G = \delta\rho + \delta u$.

Возникающие в зоне горения возмущения осевой компоненты плотности потока массы приводят к дополнительным пульсациям давления, которые распространяются до сопла и отражаются от поверхности его дозвуковой части. Таким образом, динамические свойства акустического звена определяются его частотной характеристикой θ согласно выражению $\delta p = \theta(\delta G(t))$.

Звено горения можно представить нелинейной зависимостью

$$\delta G(t) = H(\delta p(t)), \qquad (1)$$

где H — частотная характеристика звена горения.

Для ВЧ колебаний, возникающих в данной динамической системе — модели цилиндрической камеры сгорания с короткой дозвуковой частью сопла, частоты колебаний соответствуют резонансным максимумам частотной характеристики акустического звена. При этом формы колебаний (моды) близки к формам колебаний консервативной системы, аналогичной рассматриваемому звену.

Согласно работам [1, 2] представим решение волнового уравнения в цилиндрических координатах (x, r, φ) в виде:

$$\delta p = \sum_{mnk} |\delta p|_{mnk} J_m\left(\upsilon_{mn}\frac{r}{R}\right) \times \\ \times \cos m\varphi \cos(\omega_{mnk} t + \psi_{mnk}), \qquad (2)$$

где $\sum_{mnk} |\delta p|_{mnk}$ — суммарная амплитуда мод m, n и k в поперечном и аксиальном направлениях; ω_{mnk} — частота мод m, n и k колебаний; ψ_{mnk} — фазовый сдвиг мод m, n и k; R — радиус камеры сгорания; $J_m(z) = J_m\left(\upsilon_{mn}\frac{r}{R}\right)$ — функция Бесселя первого

рода, удовлетворяющая уравнению Бесселя, здесь υ_{mn} — корни уравнения $\left(\frac{d}{dz}J_m\right)\Big|_{z=\upsilon_{mn}} = 0$ ($m = 0, 1, 2, ...$).

Акустическое звено — практически линейное [2], поэтому связь его входного и выходного сигналов определяется уравнением

$$\delta\bar{p}_{mnk} = \bar{\theta}(i\omega_{mnk})\delta\bar{G}_{mnk}, \quad (3)$$

где θ — акустическая частотная характеристика камеры сгорания для мод m, n и k.

При линейном рассмотрении задачи неустойчивости данной динамической системы [т. е. выполнив гармоническую линеаризацию формул (1) и (2)], получим соотношение для частотной характеристики звена горения

$$(\bar{H}(i\omega_{mnk}, |\delta\bar{p}_{mnk}|) = \frac{\delta\bar{G}_{mnk}}{\delta\bar{p}_{mnk}},$$

где возмущения давления имеют вид:

$$\delta p = |\delta p|_{mnk} e^{i\omega_{mnk}t} J_m(\upsilon_{mn}r)\cos m\varphi\cos(\omega_{mnk}t + \psi_{mnk}),$$

или в комплексной форме:

$$\delta p = \delta\bar{p}_{mnk}\, e^{i\omega_{mnk}t} J_m(\upsilon_{mn}r)\cos m\varphi. \quad (4)$$

Для каждой отдельной моды амплитуда колебаний $\delta\bar{p}_{mnk} = \frac{1}{2}|\delta p|_{mnk} e^{i\psi_{mnk}}$.

В этом случае динамические свойства зоны горения можно анализировать для каждой отдельной моды колебаний независимо от остальных.

Условие возбуждения автоколебаний в камере сгорания ЖРД представляется комплексным уравнением

$$\bar{H}\cdot\bar{\theta} = 1. \quad (5)$$

Частотные характеристики акустического звена и зоны горения однозначно связаны с проводимостью $\alpha = \frac{\delta\bar{u}}{\delta\bar{p}}$:

$$\left.\begin{aligned} \bar{H} &= \frac{(1+\alpha_{гор})}{\gamma}; \\ \frac{1}{\bar{\theta}} &= \frac{(1+\alpha_{ак.з})}{\gamma}, \end{aligned}\right\} \quad (6)$$

где $\alpha_{гор} = \alpha^{+}_{гор}(\omega) + i\alpha^{-}_{гор}(\omega)$ — проводимость звена горения; $\alpha_{ак.з} = \alpha^{+}_{ак.з}(\omega) + i\alpha^{-}_{ак.з}(\omega)$ — проводимость акустического звена.

Из уравнений (5) и (6) следует равенство действительной и мнимой частей проводимостей звеньев системы:

$$\begin{cases} \alpha^{+}_{гор}(\omega) = \alpha^{+}_{ак.з}(\omega), \\ \alpha^{-}_{гор}(\omega) = \alpha^{-}_{ак.з}(\omega). \end{cases}$$

Частные решения уравнения (4), отвечающие фиксированным значениям индексов (m, n, k), соответствуют разным модам колебаний.

Продольные колебания ($m = 0$; $n = 0$; $k \neq 0$) распространяются по камере сгорания в осевом направлении. В этом случае сужающаяся часть и критическое сечение сопла рассматриваются как границы, от которых отражаются волны давления.

К геометрическим характеристикам камеры сгорания со сверхзвуковым соплом относятся: длина, диаметр цилиндрической части, форма и размеры дозвуковой части сопла, а также форма и конструктивное исполнение форсуночной головки. Геометрия камеры сгорания определяет собственные частоты автоколебаний и высоту резонансных максимумов амплитудно-фазовой частотной характеристики (АФЧХ) акустического звена. На резонансной частоте мнимая часть проводимости для акустического звена равна нулю ($\alpha^{-}_{ак.з}(\omega) \approx 0$), а действительная характеризуется выражением $\alpha^{+}_{ак.з}(\omega) = \alpha^{+}_{соп}(\omega) > 0$. Отсюда следует, что поток акустической энергии на выходе из акустического звена равен потоку, излучаемому через сопло. Максимальный модуль частотной характеристики акустического звена имеет место при частоте $\omega_р$ собственного резонанса:

$$|\bar{\theta}|_{max} = \frac{\gamma}{1+\alpha^{+}_{ак.з}(\omega_р)}.$$

Чем больше проводимость сопла, тем меньше резонансный максимум АЧХ колебательной системы. Изменение формы сужающейся части камеры приводит к изменению рассеяния энергии акустических колебаний, так как потери энергии определяются формой колеблющегося объема газа. Влияние формы дозвуковой части сопла на акустику камеры сгорания подробно исследовано в работах [2—4]. В случае реализации поперечных мод колебаний моды (индексы) в формулах (2) и (3) принимают значения: для радиальных колебаний — $m = 0$; $n \neq 0$; $k = 0$; для тангенциальных колебаний — $m \neq 0$; $n = 0$; $k = 0$. В продольных плоских волнах траектории частиц параллельны направлению потока.

При возбуждении поперечных мод ВЧ колебаний частицы среды колеблются по траекториям,

перпендикулярным направлению движения потока газа. Стоячие волны могут образовываться при взаимодействии прямых и отраженных волн, имеющих одинаковую частоту. Пучности в стоячей волне характеризуются сечением с максимальной амплитудой колебаний давления и нулевой амплитудой колебаний скорости, а узлы волн представляют собой точки с нулевой амплитудой давления и максимальной амплитудой скорости. Расстояние между последовательными узлами (пучностями) равно половине длины волны.

Радиальные колебания — осесимметричны и направлены от оси к боковой стенке камеры сгорания. Точки пучности давления при радиальной моде колебаний размещаются в центре камеры и на ее стенках. Поэтому при возбуждении радиальных ВЧ колебаний смещение продуктов сгорания приводит к повышению давления газа в центре камеры сгорания и понижению вблизи ее стенок. За половину периода колебания давление в центре камеры сгорания, которое было высоким, становится низким, а у стенки — высоким.

При тангенциальных модах колебаний волны могут быть: стоячими, неизменной в пространстве формой и меняющейся амплитудой; бегущими, в которых вся масса газа, включая линию узлов, вращается. В цилиндрической части относительно коротких камер сгорания чаще всего возбуждаются именно тангенциальные моды ВЧ колебаний. При этом в камере без перегородок чаще образуются бегущие волны, вследствие чего возникают, как правило, значительные повреждения.

С поперечными модами неустойчивости связано резкое увеличение скорости теплопередачи, что часто вызывает прогорание огневого днища, сопел форсунок или стенок камеры сгорания, причем за короткое время (100÷150 мс). Тепловые потоки при неустойчивом горении могут увеличиваться более чем в 10 раз по сравнению с устойчивым режимом горения. Борьба с ВЧ неустойчивостью является одной из основных задач при отработке ЖРД большой тяги, в том числе при форсировании режима.

Влияние конструктивных особенностей камер сгорания на устойчивость рабочего процесса

Конструктивные особенности камер сгорания ЖРД влияют на ВЧ неустойчивость рабочего процесса, т. е. на запас устойчивости камер. Результаты огневых испытаний модельных камер сгорания [2, 4, 5] позволяют сформулировать практические рекомендации по проектированию ЖРД.

При выборе диаметра и длины цилиндрической части камеры сгорания ЖРД исходят из расходонапряженности и приведенной длины камеры без учета того, что для смесительной головки зона горения может находиться вблизи пучности давления какого-либо тона акустических колебаний. Соответственно для увеличения запаса устойчивости относительно продольных колебаний необходимо зону максимального тепловыделения расположить вблизи узлов давления собственных акустических колебаний камеры сгорания. Короткие камеры сгорания с большим поперечным сечением могут иметь пониженный запас устойчивости относительно поперечных колебаний.

От формы огневого днища зависят: первоначальное распределение компонентов в осевом направлении (профиль энерговыделения); поперечное движение газов в камере сгорания; характеристики отражения падающих волн. Наиболее распространены плоские и вогнутые огневые днища. При плоском огневом днище происходит простое сложение падающей и отраженной волн продольных ВЧ колебаний. В работе [5] отмечается, что в случае вогнутой поверхности отраженная волна ослабевает из-за сдвига фазы волны, причем степень ослабления определяется геометрией кривизны. Однако следует заметить, что осевое распределение процесса преобразования определяется смесеобразованием, т. е. форсуночной головкой. По экспериментальным данным нельзя четко определить преимущество той или иной формы огневого днища с точки зрения устойчивости горения.

Конструктивное исполнение сужающейся части сопла существенно влияет на характеристики устойчивости горения. Волны давления, возникающие в камере сгорания при неустойчивом горении, распространяются из цилиндрической камеры в сопло, далее отражаются от стенок сужающейся части и частично выносятся через критическое сечение. Увеличение угла сужения профиля и уменьшение радиуса кривизны дозвуковой части сопла повышает запас устойчивости относительно тангенциальных колебаний и смешанных (тангенциальных и продольных) мод. Сильнее всего сказывается влияние угла сужения. Влияние геометрии дозвуковой части сопла на акустические колебания в камерах ЖРД подробно исследовано в работах [2—5].

Запас устойчивости относительно ВЧ колебаний может снижаться при наличии в камере присоединенных объемов, связанных с отбором давления в полости для проведения измерений. В таких местах могут скапливаться непрореагировавшие компоненты, которые в определенных условиях детонируют, создавая импульс давления, приводящий к возбуждению автоколебаний.

На устойчивость рабочего процесса влияет место расположения колец завесы, предназначенных для внутреннего охлаждения камер сгорания, и расход компонента (чаще горючего) на завесу. Так, при отработке одного из двигателей [2] камера сгора-

ния, устойчиво работавшая с тремя поясами завесы, стала работать неустойчиво, когда ближайший к огневому днищу пояс завесы был заварен, а расход компонента на завесу уменьшился при этом на треть.

На запас устойчивости влияет проницаемость решетки газоводного тракта камеры сгорания ЖРД с дожиганием генераторного газа. Оптимизацией конструкции решетки и ее сопротивления (импеданса), а также места размещения можно увеличить запас устойчивости относительно некоторых мод ВЧ колебаний.

На устойчивость горения в камере ЖРД могут также оказывать влияние: кавитация в насосах турбонасосных агрегатов и трактах системы питания (регуляторах, дросселях и др.), пульсация давления в магистралях, вибрация агрегатов ЖРД, а также периодические изменения температуры генераторного газа. Повышение температуры генераторного газа приводит, как правило, к существенному снижению запаса устойчивости камеры сгорания. Повышенные вибрации элементов конструкции двигателя иногда приводят к снижению запаса устойчивости процесса. Компенсировать это влияние удается ухудшением качества смесеобразования и, соответственно, снижением экономичности ЖРД.

К прочим факторам, оказывающим влияние на устойчивость процесса, можно отнести различные добавки к топливу (в том числе добавки металлических частиц), термостатирование компонентов, подогрев охладителя в межрубашечном пространстве и др.

Обеспечение устойчивости рабочего процесса изменением акустических свойств камер сгорания

Акустические свойства камеры сгорания изменяют с помощью резонансных поглотителей. Жесткие стенки камеры отражают волны давления с незначительным поглощением энергии или без поглощения. Амплитуду колебаний давления газа в камере сгорания можно существенно снизить или полностью устранить колебания, установив резонансные поглотители для изменения акустических резонансов и в некоторых случаях уменьшения кинетической энергии колебаний.

Акустические поглотители с правильно выбранными характеристиками являются надежным средством, обеспечивающим устойчивое горение в камерах ЖРД с высокой экономичностью. В этом случае удается разрешить противоречие между экономичностью и устойчивостью рабочего процесса. Резонансные поглотители позволяют использовать топлива с большой склонностью к ВЧ колебаниям. В настоящее время разработаны методики расчета устройств с резонансным поглощением [2—5].

Резонансные акустические поглотители могут быть выполнены в виде набора трубок в конце зоны горения или в виде кольцевой щели, размещенной на торце форсуночной головки. Эффективны резонансные поглотители, совмещенные с элементами конструкции газожидкостных форсунок. Неоднократно предпринимались попытки реализации резонансных поглотителей в виде перфорированной стенки, отделенной от твердой огневой стенки камеры сгорания определенным объемом газа. Очевидно, что для очень теплонапряженных конструкций камер сгорания мощных ЖРД из-за проблем с охлаждением использование перфорированных стенок нецелесообразно, однако их применение возможно в камерах газогенераторов, температура горения в которых значительно ниже. Ячейку поглотителя можно схематично представить в виде канала диаметром d и длиной b, соединенного с полостью объемом V (рис. 1).

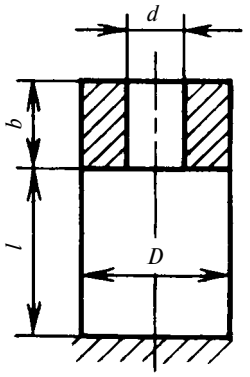


Рис. 1. Ячейка акустического резонансного поглотителя

В акустическом поглотителе масса газа, находящегося в канале диаметром d, характеризует его инерцию, а объем V полости определяет сжимаемость газа. Масса и упругость образуют колебательное звено (аналогично пружине с грузом), имеющее собственную частоту $f_п$. В результате создается связанная с камерой сгорания колебательная система, частота которой ($f_{св.с}$) отличается от спектра собственных частот камеры сгорания ($f_{к.с}$) и поглотителя ($f_п$). Даже, если специально частоту поглотителей сделать равной частоте опасной моды колебаний в камере сгорания ($f_п = f_{к.с}$), то в связанной системе реализуются колебания с частотами $f_1 < f_п = f_{к.с} < f_2$.

Демпфирующий эффект от использования акустических поглотителей достигается раздвоением резонансного максимума ВЧ колебаний камеры сгорания ЖРД относительно камеры без поглотителей и наличием антирезонанса вблизи бывшей резонансной частоты (рис. 2). Раздвоение частот резонансов характеризуется снижением модуля частотной характеристики для новых значений частот в 2÷3 раза и более, а также уменьшением почти до нуля модуля частотной характеристики для антирезонанса, т. е. вместо характерного резонанса на од-

ной из частот камеры реализуются автоколебания с двумя близкими частотами. Признаком этого является биение сигнала при регистрации пульсаций давления в камере сгорания.

Рассмотренное физическое взаимодействие связанной системы "поглотитель с закрытым концом—камера сгорания" соответствует случаю, когда потери энергии акустических колебаний в поглотителе в среднем за период равны нулю. Проводимость отдельного закрытого поглотителя (типа трубки), соответствующего рис. 1, составляет [2]:

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{\delta u_{\text{п}}}{\delta p_{\text{п}}} = \frac{1}{-i\bar{f}\,\mathrm{ctg}\sigma_1 + \frac{1}{\gamma}\left[\frac{1}{2}\xi\bar{q} + i\sigma_1\bar{b}\right]}, \qquad (7)$$

где $\bar{b} = \frac{b}{l}$; $\bar{f} = \left(\frac{d}{D}\right)^2$; $\sigma_1 = \frac{\omega l}{c_{\text{п}}}$ ($c_{\text{п}}$ — скорость звука во входном канале поглотителя); ξ — коэффициент потерь во входном канале поглотителя; $\bar{q}$ — некоторая нелинейная функция амплитуды скорости $|\delta u_{\text{п}}|$ во входном канале поглотителя.

Из формулы (7) следует, что при отсутствии потерь ($\xi = 0$) акустической энергии в поглотителе проводимость также равна нулю ($\alpha_{\text{п}}^{+} = 0$). При $\xi \neq 0$ реальная часть проводимости поглотителя максимальна на частоте, удовлетворяющей условию:

$$\sigma_1\bar{b} - \gamma\bar{f}\,\mathrm{ctg}\sigma_1 = 0, \qquad (8)$$

где γ — показатель адиабаты.

Выражение (8) является условием настройки резонансного поглотителя, согласно которому возможны два случая:

1. Если $\bar{b} = 0$, то $\mathrm{ctg}\sigma_1 = 0$, т. е. $\sigma_1 = \frac{\pi}{2}$ или $l = \frac{\lambda}{4}$, где λ — длина волны подавляемых автоколебаний — случай четвертьволнового резонатора.

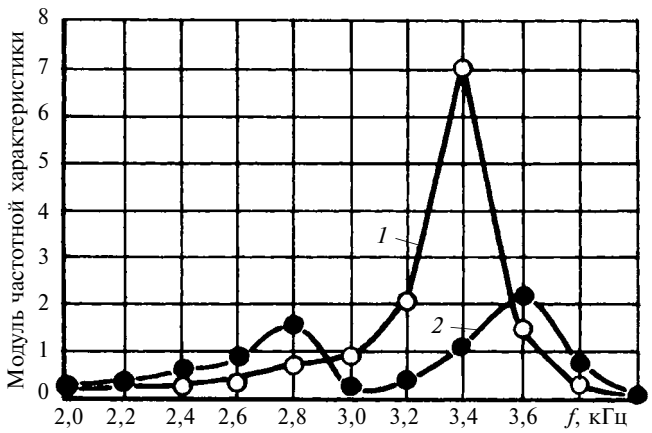


Рис. 2. Зависимости модуля частотной характеристики камеры сгорания ЖРД без поглотителя (*1*) и с поглотителем (*2*) от частоты *f* для первой тангенциальной моды поперечных колебаний

2. Если $\sigma_1 \ll 1$, то $\sigma_1^2 = \frac{\gamma\bar{f}}{\bar{b}}$ — случай резонатора Гельмгольца. На частоте настройки поглотителя реальная часть проводимости составляет $\frac{2\gamma}{\xi\bar{q}}$.

Потери в беспроточном резонаторе пропорциональны квадрату пульсаций скорости: $\Delta P = \frac{\xi\rho|u|u}{2}$. Амплитуда этих колебаний максимальна при частоте, близкой к собственной частоте поглотителя. Во многих случаях желательно, чтобы собственная частота резонатора была несколько выше частоты опасной моды колебаний в камере сгорания. Это следует из того, что объем резонатора почти всегда ограничен, а длина соединительного канала фиксирована. Увеличение диаметра канала способствует демпфированию вследствие подключения к процессу дополнительной массы газа. Однако потери энергии акустических колебаний в поглотителе связаны с амплитудой пульсаций нелинейной зависимостью. Рассеяние энергии падающей волны малой амплитуды происходит главным образом в результате потерь на трение при колебаниях газа в отверстиях поглотителя. При больших амплитудах падающих волн из-за больших скоростей среды в отверстиях поглотителя возникают вихри. В этом случае характеристики поглощения определяет турбулентность. Коэффициент поглощения представляет собой отношение поглощенной энергии ко всей энергии падающей волны. Характеристиками таких устройств являются диапазон частот, в области которых осуществляется эффективное демпфирование колебаний, и степень уменьшения амплитуды автоколебаний на исходной резонансной частоте. При необходимости одновременного подавления нескольких отличающихся частотами автоколебаний рекомендуется установка нескольких резонансных поглотителей, настроенных на разные частоты. В работах [1, 2, 4] для увеличения диапазона частоты демпфирования рекомендуется заполнять полость акустического поглотителя пористым материалом. Известны случаи использования акустических поглотителей в камерах сгорания с абляционным охлаждением [5].

Применение акустических поглотителей требует решения ряда вопросов. Необходимы более глубокие теоретические исследования акустических щелей, нелинейных режимов работы поглотителей, выбора их оптимальной формы и наилучшего размещения в камере. Важным вопросом является охлаждение поглотителей и его влияние на расчет акустических свойств устройства. В качестве материала конструктивных элементов поглотителей можно рекомендовать металлические сетки и другие пористые материалы.

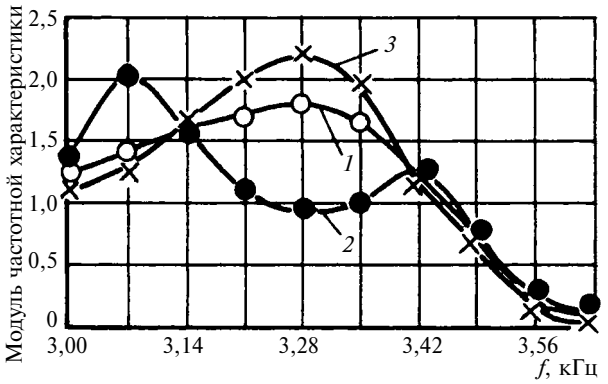


Рис. 3. Зависимости модуля частотной характеристики камеры сгорания ЖРД без поглотителя (*1*) и с поглотителями в виде акустической щели двух видов (*2* и *3*) от частоты *f* колебаний

В зависимости от условий работы и места расположения резонансные поглотители делятся на цилиндрические (перфорированный экран или экран из пористого материала, находящийся на некотором расстоянии от стенок камеры сгорания), поглотители на смесительных головках и поглотители-резонаторы в газовых магистралях ЖРД.

Резонансные поглотители на смесительных головках изготовляют разных конструкций. Их можно разделить на две группы: поглотители без конструктивной связи с элементами форсуночной головки и поглотители, в которых резонансное поглощение реализуется устройствами, совмещенными с элементами смесеобразования [1—6].

К первой группе можно отнести поглотители, выполненные на огневом днище между форсунками, а также на стенке камеры в зоне смешения и на границе фронта горения топлива. Акустические поглотители (резонансные и нерезонансные) эффективны при высоких частотах колебаний. При комбинации антипульсационных перегородок и акустических поглотителей перегородки устраняют низшие моды колебаний, а акустические поглотители настраивают на оставшиеся высокие моды. Акустические поглотители более эффективны при размещении по периферии форсуночной головки или на стенках камеры вблизи пучности колебаний давления. Некоторые поглотители выполняются охлаждаемыми, другие защищенными от перегрева завесой (пленкой) из жидкого компонента топлива.

Ко второй группе резонансных поглотителей относятся поглотители на форсуночной головке, в конструкции которых рабочие полости образованы смесительными элементами и различными перегородками. Они более сложны в доводке, так как нет возможности варьировать охлаждение конструкции, экономичность и устойчивость рабочего процесса независимо друг от друга. В ЖРД с дожиганием генераторного газа для повышения устойчивости изменяют акустические свойства газогенераторного тракта, для чего устанавливают в газоводе перфорированные конусы на участке газогенератор—турбина.

На рис. 3 приведены результаты испытаний модели камеры сгорания [2] без поглотителя (кривая *1*) и с поглотителями в форме щели двух видов (кривые *2* и *3*) на периферии форсуночной головки. Размеры цилиндрической камеры сгорания: $D_{к.с}$ = 210 мм, $L_ц$ = 270 мм, $L_{доз.ч}$ = 150 мм, $D_{кр}$ = = 90 мм. Стабилизировалась первая тангенциальная мода поперечных колебаний с частотой f = = 3,28 кГц. Размеры входного канала: d_1 = 0,136 мм; b = 5,6 мм. Емкость щели определяется размерами l = 5,6 мм и D_1 = 10,1 мм. Условие настройки поглотителя: $bl = \bar{f}\,[C/2\pi f_{к.с})]^2$, где $\bar{f} = \dfrac{d_1 R_{к.с}}{D_1(R_{к.с} + b)}$ — геометрический параметр щели.

Анализ показал, что акустическая щель таких размеров примерно в 2 раза снижает максимальную амплитуду на резонансной частоте f = 3,28 кГц, что реализуется при относительных амплитудах пульсаций в зоне горения ≈0,002. При больших амплитудах пульсаций из-за акустических потерь щель запирается (см. кривую *3*) и поглотитель становится неэффективным.

Таким образом, при использовании акустических поглотителей в камерах сгорания ЖРД для устранения опасных мод ВЧ колебаний необходим предварительный анализ для выбора формы поглотителей, их размещения и настройки путем определения оптимальных размеров. Одновременное применение резонансных поглотителей и антипульсационных перегородок позволяет повысить запас устойчивости камер сгорания ЖРД относительно некоторых мод акустических колебаний.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Скучик Е.** Основы акустики. М.: Мир, 1976. Т. 1. 520 с., Т. 2. 542 с.

2. **Лебединский Е. В.** Акустика газовых трактов жидкостных ракетных двигателей. М.: Центр Келдыша, 2004. 205 с.

3. **Акустические** средства борьбы с неустойчивостью горения / Е. В. Лебединский, И. Г. Лозино-Лозинская, И. В. Меркулов и др. М.: Центр Келдыша, 2005. 231 с.

4. **Натанзон М. С.** Неустойчивость горения М.: Машиностроение, 1986. 248 с.

5. **Рабочие** процессы в жидкостном ракетном двигателе и их моделирование / Е. В. Лебединский, Г. П. Калмыков, С. В. Мосолов и др. Под ред. А. С. Коротеева. М.: Машиностроение, 2008. 511 с.

6. **Неустойчивость** горения в ЖРД / Под ред. Д. Т. Харрье и Ф. Г. Ридона. М.: Мир, 1975. 869 с.

УДК 621.81.001.66

А. С. ИВАНОВ, д-р техн. наук, М. М. ЕРМОЛАЕВ, Д. Э. КРИКУНОВ,
А. А. МИРОШНИК, С. К. РУДНЕВ, А. В. ЧИРКИН
(МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: a-s-ivanov@yandex.ru

Конструктивные исполнения планетарно-цевочных редукторов для высокоточных следящих приводов

На основе анализа изготовляемых конструктивных исполнений планетарно-цевочных редукторов разработаны конструктивные исполнения для высокоточных следящих приводов.

Ключевые слова: планетарно-цевочные редукторы, люфт.

Structural variations for the high-precision follower actuators were developed based on the analysis of producible structural variations of planetary lantern wheel gear sets.

Keywords: planetary lantern wheel gear sets, yawn.

В качестве приводов высокоточных машин — станков с ЧПУ, роботов и др., все чаще применяют планетарно-цевочные передачи, которые вследствие многопарности зацепления способны обеспечить малый люфт и высокую кинематическую точность, имеют большие передаточные числа и малую относительную массу. В планетарно-цевочных редукторах применяют планетарные передачи видов [1]: k-h-v, $2k$-v, $2k$-h.

Передача k-h-v состоит из одного центрального цевочного колеса b, водила h, выполненного в виде эксцентрикового вала, сателлита g и звена v. Неотъемлемой частью передачи является механизм w с передаточным отношением между параллельными валами $i = 1$. Таким механизмом могут быть: двойная шарнирная муфта; муфта Ольдгейма; механизм параллельных кривошипов. В передаче k-h-v с фиксацией цевочного колеса и двойной шарнирной муфтой (механизм w) входной и выходной валы редуктора вращаются в разные стороны (рис. 1).

Если число цевок больше числа z_g зубьев сателлита на единицу, то передаточное отношение составит $i = -z_g$. Также передача реализована в редукторе (рис. 2) серии Servo 6000 фирмы Sumitomo [2], в отечественном редукторе ПЦР [3] фирмы ООО "АВВИ", а также в редукторе МР [4] белорусского производства, в которых механизм w выполнен в виде механизма параллельных кривошипов. Недостаток этого исполнения механизма w — наличие зазоров в сопряжении "отверстие в сателлите—палец" и возможное увеличение зазора вследствие изнашивания сопряжения.

В передаче k-h-v с фиксацией механизма w (рис. 3) входной и выходной валы редуктора вращаются в одну сторону. Такая передача реализована в редукторе TwinSpin серии TS (рис. 4) фирмы Spinea [5], в котором в механизме w (муфта Ольдгейма) трение скольжения заменено трением качения, так как используются ролики, что практически исключает изнашивание механизма. Селективный подбор роликов обеспечил муфте беззазорность, что снизило в передаче угловой люфт до 0,5′, но существенно повысило стоимость конструкции.

Передача $2k$-v (рис. 5) состоит из двух центральных колес — зубчатого a и цевочного b, сателлитов g первой ступени, водила h' этих сателлитов, сателлита f второй ступени и выходного звена v,

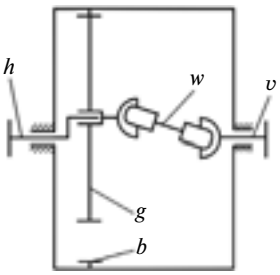


Рис. 1

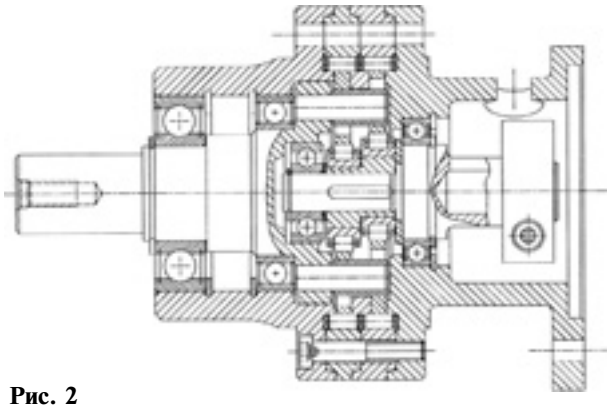


Рис. 2

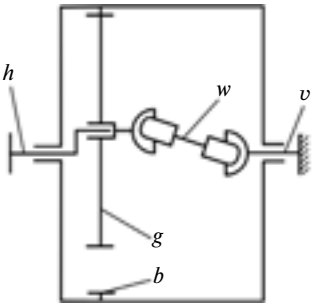


Рис. 3

Рис. 4

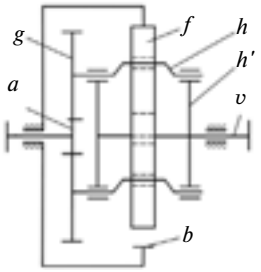


Рис. 5

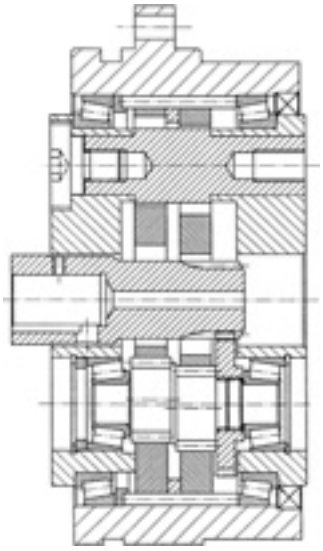


Рис. 6

выполненного как одно целое с водилом h'. Эксцентриковые валы h выполняют функции водила второй ступени и механизма параллельных кривошипов. Максимального передаточного отношения добиваются фиксацией цевочного колеса. В таком случае входной и выходной валы будут вращаться в одну сторону.

Передача $2k$-v с расположением сателлита первой ступени между опорами эксцентриковых валов реализована в редукторе (рис. 6) серии Fine Cyclo F2CF-T фирмы Sumitomo [2]. Передача $2k$-v с консольным расположением сателлита первой ступени реализована в редукторе (рис. 7) серии RD-E фирмы Nabtesco [6]. Оба редуктора широко применяются в высокоточных приводах роботов, станков и других следящих систем. Они менее сложны в изготовлении, чем редукторы TwinSpin серии TS, и обеспечивают люфт не более 1′.

В двухвенцовой передаче $2k$-h (рис. 8) центральные колеса a и b имеют внутренние зубья, водило h — эксцентриковый вал, является входным звеном, к которому подводится вращающий момент. На эксцентриковом валу вращается двухвенцовый сателлит f—g. При выполнении условия $z_f z_a > z_b z_g$ (т. е. при $z_b > z_a$) выходной вал, связанный с цевочным колесом a, будет вращаться в ту же сторону, что и входной. При невыполнении этого условия (т. е. при $z_b < z_a$), выходной вал будет вращаться в сторону, противоположную вращению входного вала.

Максимальное передаточное число $u = z_a^2$ можно обеспечить выполнением трех условий: $z_f = z_b - 1$; $z_a = z_f$; $z_g = z_a - 1$. Таким образом, передаточное число двухвенцового планетарно-цевочного редуктора с передачей $2k$-h может быть весьма большим при небольшом числе цевок, что позволяет сделать диаметр цевок достаточно большим и использовать в качестве цевок ролики на игольчатых подшипниках.

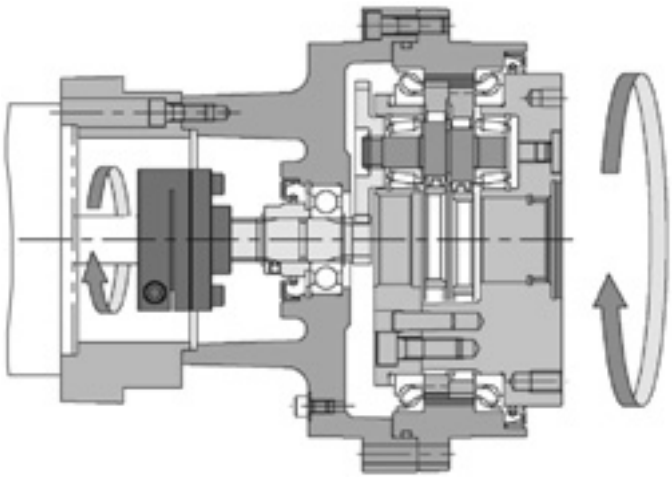


Рис. 7

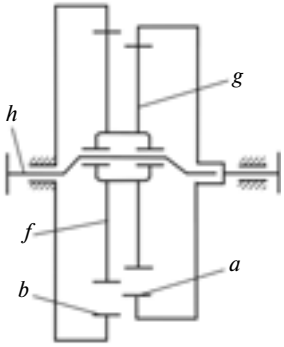


Рис. 8

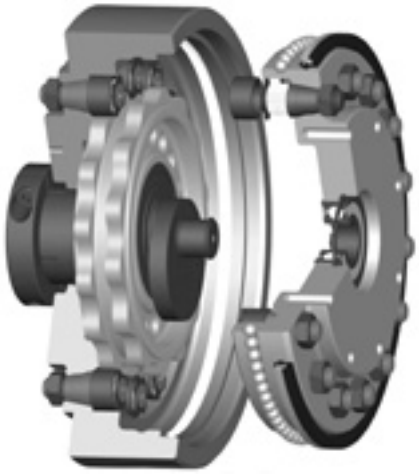


Рис. 9

Передача $2k$-h реализована в редукторе (рис. 9) с двухвенцовым циклоидальным сателлитом фирмы Onvio [7] и входным эксцентриковым валом, установленным на двух подшипниках. Циклоидальные венцы сателлита, установленного на эксцентриковом валу, имеют разное число впадин. Венец сателлита, находящийся со стороны двигателя, зацепляется с цевками, закрепленными в корпусе редуктора. Другой венец сателлита зацепляется с цевками, закрепленными на диске выходного вала. Для уменьшения габаритных размеров редуктора выходной вал установлен на одном опорно-поворотном подшипни-

ке. Двухвенцовый сателлит создает статический дисбаланс, для устранения которого на эксцентриковом валу установлен противовес. Однако при вращении эксцентрикового вала появляется динамический дисбаланс, что создает дополнительную нагрузку на опорно-поворотный подшипник.

Редуктор с передаточным числом от 9 до 225 и люфтом не более 1′ применяется в приводах роботов, разработанных в США.

Для сравнительного анализа по габаритным размерам, технологичности изготовления и сборки авторами были разработаны два конструктивных исполнения редуктора с передачей $2k$-v и один редуктор с передачей $2k$-h с одинаковыми техническими характеристиками: вращающий момент на выходном валу — 800 Н·м; максимальная частота вращения входного вала — 3000 мин$^{-1}$; передаточное число — 100. Расчет циклоидальной передачи выполнен по методике, приведенной в работе [8].

Редуктор с передачей $2k$-v первого конструктивного исполнения (рис. 10) имеет прямозубую быстроходную ступень, в которой сателлиты напрессованы по посадке с натягом между опорами эксцентриковых валов. Редуктор отличается тем, что выходной вал можно устанавливать как спереди, так и сзади, так как поверхности водила открыты с обеих сторон; конструкция компактна, но трудоемка при сборке, причем напрессовку сателлитов первой ступени на эксцентриковые валы необходимо выполнять с высокой точностью по углу поворота, так как после сборки зацепление первой ступени недоступно для регулировки.

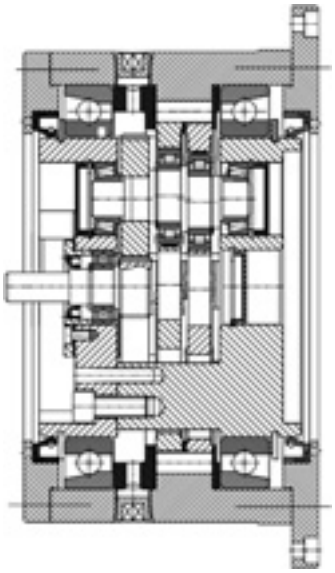


Рис. 10

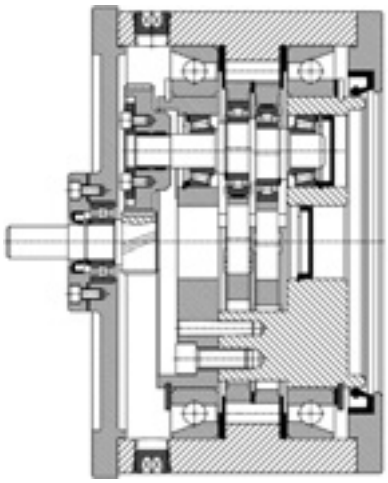


Рис. 11

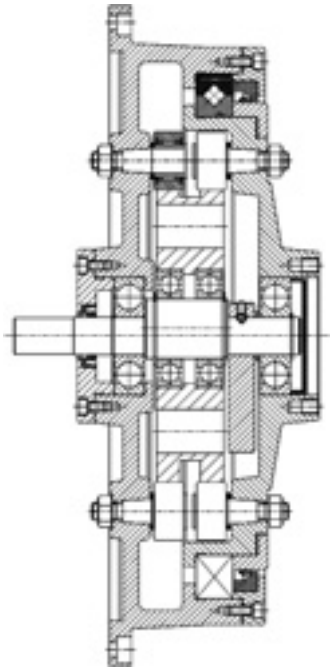


Рис. 12

Редуктор с передачей $2k$-v второго конструктивного исполнения (рис. 11) имеет косозубую быстроходную ступень с консольно расположенными сателлитами, что обеспечивает меньший угловой люфт и большую плавность работы. Сателлиты установлены на эксцентриковых валах с помощью упругих конических колец, что позволяет обеспечить натяг без осевого перемещения сателлита и установить быстроходные сателлиты в нужном угловом положении.

В разработанном авторами конструктивном исполнении редуктора с передачей $2k$-h (рис. 12) в качестве цевок использованы опорные ролики (подшипники, воспринимающие локальную нагрузку на наружное кольцо), а диск выходного вала установлен в корпусе на опорно-поворотном подшипнике с перекрестным расположением роликов. Опорные ролики обеспечивают большую перегрузочную способность редуктора, а установка опорно-поворотного подшипника позволила значительно уменьшить длину и обеспечить возможность восприятия выходным валом большого опрокидывающего момента. Использование подшипников в качестве цевок позволяет устанавливать сателлит с натягом для выборки люфта. Для компенсации статического дисбаланса предусмотрен противовес.

Сравнение габаритных размеров разработанных конструктивных исполнений редукторов (таблица) с размерами планетарных редукторов с аналогичными техническими характеристиками показало, что разработанные редукторы компактнее. При этом

Размеры разработанных редукторов, мм

Вид передачи (исполнение)	Максимальный диаметр	Диаметр корпуса (без фланца)	Длина редуктора
$2k$-v (исполнение 1)	320	268	176
$2k$-v (исполнение 2)	260	260	220
$2k$-h	452	396	208

УДК 628.517:621.837

О. В. ШАРКОВ, канд. техн. наук (Калининградский ГТУ), e-mail.ru: o_sharkov@mail.ru

Оценка шумовых характеристик приводного барабана конвейера с импульсным вариатором

Представлены результаты экспериментальных исследований шумовых характеристик приводного барабана конвейера (ПБК) со встроенным импульсным вариатором с эксцентриковыми механизмами свободного хода фрикционного типа. Установлено, что уровень шума, создаваемого ПБК, не превышает допустимых значений.

Ключевые слова: импульсный вариатор, механизм свободного хода, уровень шума.

Experimental results of sound characteristics of track drive roll (TDR) having integral momentum regulator equipped with eccentric free wheel friction-type machinery were presented. It is established that amount of noise produced by TDR does not exceed admissible values.

Keywords: momentum regulator, free wheel machinery, amount of noise.

В состав технологических линий пищевых производств, как правило, входят конвейеры, обеспечивающие транспортировку сырья и готовой продукции. Для повышения технико-экономических показателей таких линий важно обеспечить плавное регулирование скорости конвейера без его остановки, чего можно достичь применением приводных барабанов со встроенными бесступенчатыми передачами (вариаторами) [1]. Для технологических линий пищевой промышленности разработан приводной барабан конвейера со встроенным импульсным вариатором ВИКТИ-05, выполняющим функции приводного двигателя, вариатора и редуктора [2].

Технические характеристики ВИКТИ-05: передаваемая мощность $P = 0{,}55$ кВт; максимальный вращающий момент на барабане $T = 100$ Н · м; частота вращения барабана $n = 0 \div 40$ мин$^{-1}$; габаритные размеры $D \times L = 240 \times 400$ мм.

При работе импульсных вариаторов (ИВ) кроме шумов, свойственных всем механическим передачам, возникают шумы, обусловленные особенностями их конструкции и принципом работы.

Обязательным элементом ИВ является преобразующий механизм, который трансформирует непрерывное вращательное движение ведущего звена в колебательные движения промежуточных звеньев, что приводит к повышению уровня шума при его работе.

Еще больший шум создают механизмы свободного хода (МСХ), которые преобразуют колебания промежуточных звеньев в однонаправленное прерывистое вращение выходного звена. При этом параметры движения рабочих элементов МСХ значительно изменяются по величине и направлению за очень малый промежуток времени ($\approx 0{,}01 \div 0{,}03$ с).

В ИВ установлены четыре эксцентриковых МСХ фрикционного типа [3], выполняющие функции преобразователей движения. Экспериментальные исследования эксцентриковых МСХ различных типов [4] показали, что механизмы фрикционного типа создают наименьший шум. Причем в пределах назначенного срока службы (до 25 млн включений) активный уровень звукового давления (в отдельных октавных полосах частот) изменяется незначительно ($\leqslant 2{,}1$ %), а уровень звука остается постоянным.

Для проектирования ИВ, отвечающих требованиям ГОСТ 12.1.003—83 [5], необходимо учитывать их шумовые характеристики [6]. Аналитическая оценка влияния всех конструктивных и эксплуатационных факторов на шумовые характеристики ИВ представляет собой весьма сложную задачу. Поэтому был выбран экспериментальный метод.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 9)

исполнение с косозубой быстроходной ступенью, где сателлиты расположены консольно, более компактно, обеспечивает меньший люфт в передаче и менее трудоемко в сборке.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кудрявцев В. Н.** Планетарные передачи. М.-Л.: Машиностроение, 1966. 308 с.

2. **Каталог 999016/En/De-03.2011** // URL: http://www.sumitomodriveeurope.com/en/motion-control-drives/fine-cyclo/FC_ENG_DEU_999016_03_2011_Web[1].pdf.

3. **ООО "АВВИ".** Планетарно-цевочные редукторы ПЦР (ПЦР-А) // URL: http://www.avvi.ru/index.php/produkciya/planetarno-cevochnie-reduktori.html.

4. **ЗАО "Белробот".** Планетарные редукторы с циклоидальным цевочным зацеплением МРС // URL: http://www.belrobot.by/catalog.asp?sect=2&subsect=6.

5. **Каталог TwinSpin.** Издание 1/2009. // URL: http://www.spinea.sk/download/99_catalogue_uk.pdf.

6. **Каталог RD Series Gearheads** // URL: http://www.nabtesco.de/fileadmin/nabtesco/downloads/kataloge/ca_rd_e.pdf.

7. **Каталог Onvio** // URL: http://www.onviollc.com.

8. **Фомин М. В.** Планетарно-цевочные передачи: Учебное пособие. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. 64 с.

Шумовые характеристики приводного барабана со встроенным ИВ определяли согласно ГОСТ 31252—2004 [7] на основе ориентировочного метода их измерения. Уровень звуковой мощности источников шума определяли согласно требованиям ГОСТ Р51402—99 [8].

Несмотря на название — импульсный вариатор, устройство генерирует шум, который по временной характеристике относится к постоянному [7].

При проведении эксперимента в качестве исследуемого показателя приняли октавный уровень L_p звукового давления, генерируемого при работе ИВ, в качестве независимых показателей — нагрузку на барабане и частоту его вращения.

Измерительная поверхность повторяла контур приводного барабана на расстоянии 1 м от него. С помощью измерителя шума и вибрации ВШВ-003 снимали показания в пяти точках поверхности при вращающем моменте $T = 90$ Н·м на приводном барабане и его частоте вращения $n = 20$ мин$^{-1}$. Перед экспериментом приводной барабан обкатывали в течение 120 ч, при этом наработка установленных в ИВ эксцентриковых МСХ составила 5,2 млн включений.

Согласно статистической обработке результатов эксперимента относительная погрешность серии измерений октавного уровня звукового давления не превысила 6,1 % [10]; дисперсию результатов можно считать однородной, так как максимальное значение критерия Кохрена для всех серий измерений меньше критического: $G = 0{,}297 < G_{0,95}(4{,}8) = 0{,}391$ [11].

По результатам измерений октавных уровней L_p звукового давления в диапазоне частот $f = 63 \div 7000$ Гц с учетом рекомендаций ГОСТа [5] и размера измеряемой поверхности, соответствующего рекомендации ОСТ 489-5—89 [9], вычисляли октавные уровни L_W звуковой мощности.

В качестве сравниваемой величины для оценки шумовой характеристики принимали корректированный уровень L_{WA} звуковой мощности, который определяли по формуле [12]

$$L_{WA} = 10 \lg \sum_{i=1}^{m} 10^{0,1 L_{Wi}}.$$

где L_{Wi} — уровень звуковой мощности в октавной полосе, дБ; m — число октавных полос.

На рис. 1 точками показаны значения уровня L_W звуковой мощности, полученные в результате замеров при среднегеометрических частотах f в октавных полосах в сравнении с их допустимыми значениями для постоянных рабочих зон в производственных помещениях по ГОСТ 12.1.003—83, а также с аналогичным показателем планетарного зубчатого мотор-редуктора согласно ОСТ 489-5—89, который функционально наиболее близок к приводному барабану конвейера со встроенным ИВ.

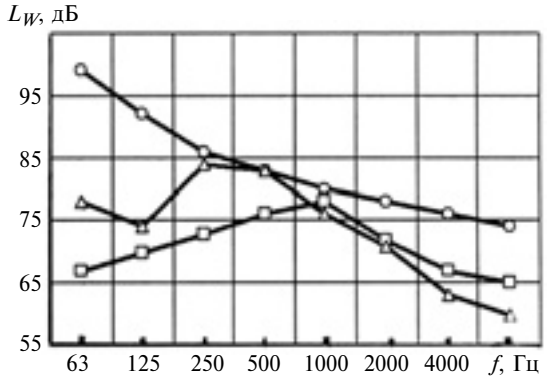


Рис. 1. Зависимости от частоты f в октавных полосах уровней L_W звуковой мощности:
○ — допустимого; Δ — от приводного барабана с ИВ; □ — от планетарного зубчатого мотор-редуктора

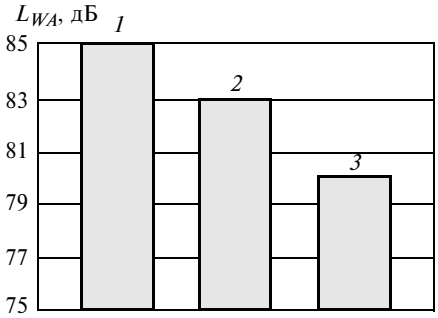


Рис. 2. Диаграмма корректированных уровней L_{WA}:
1 — допустимый; *2* — от приводного барабана с ИВ; *3* — от планетарного зубчатого мотор-редуктора

Анализ полученных результатов показал что уровень звуковой мощности, генерируемой приводным барабаном со встроенным ИВ, меньше допустимого значения на 2÷21 дБ (в зависимости от октавной частоты). В диапазоне октавных частот 63÷500 Гц уровень звуковой мощности больше на 4÷11 дБ аналогичного показателя планетарного зубчатого мотор-редуктора, а в диапазоне октавных частот 1000÷8000 Гц он меньше на 4÷5 дБ.

При работе приводного барабана с ИВ с эксцентриковыми МСХ фрикционного типа при увеличении частоты от 63 до 8000 Гц наблюдается падение уровня звукового давления приблизительно на 24 %.

На рис. 2 приведены корректированные уровни L_{WA} звуковой мощности приводного барабана со встроенным ИВ с эксцентриковыми МСХ фрикционного типа, планетарного зубчатого мотор-редуктора по ОСТ 489-5—89 и допустимый по ГОСТ 12.1.003—83, анализ которых показал, что при работе приводного барабана с ИВ с эксцентриковыми МСХ фрикционного типа корректированный уровень звуковой мощности на 3 дБ выше, чем при работе планетарного зубчатого мотор-редуктора, но при этом он меньше допустимого значения на 2 дБ.

УДК 621.833.001.76

Г. Ю. ВОЛКОВ, Э. В. РАТМАНОВ, Д. А. КУРАСОВ, кандидаты технических наук (Курганский ГУ),
e-mail: vlkv48@mail.ru

Адаптивная система коррекции погрешностей наклона зубьев в зубчатых передачах

Предложен редуктор для оборудования нефте- и газодобывающей отрасли с увеличенным осевым размером для повышения нагрузочной способности и не увеличенным радиальным размером. Для компенсации возможных при этом перекосов используется планетарная передача новой конструкции.

Ключевые слова: оборудование скважин, редуктор, погружаемый в скважину, нагрузочная способность, планетарная передача, адаптивная система.

The gas pressure regulator for oil and gas industry pumping facilities having axial oversize aimed to increase its load capability on retention of keep down radial size was offered. In order to make amends of meanwhile possible misalignment one uses a novel design of planetary group.

Keywords: drillings setup, in-borehole submersible regulator, load capability, planetary group, self-organizing system.

Задача сохранения радиальных размеров зубчатых редукторов при увеличении передаваемого крутящего момента весьма актуальна для многих отраслей промышленности, особенно для нефте- и газодобывающей отрасли. Редукторов, погружаемых в скважину и гарантированно передающих крутящие моменты, необходимые для современного бурового и насосного оборудования, в настоящее время нет. В связи с этим в публикациях, касающихся винтовых насосных установок, доминирует тема перехода от приводов с асинхронным электродвигателем и редуктором к приводам с высокомоментными малооборотными двигателями, которые громоздки и дороги.

Уменьшить диаметры зубчатых колес редуктора можно, увеличив их ширину (т. е. осевой размер). Однако значительное увеличение ширины зубчатых колес неэффективно из-за возникающей неравномерности распределения нагрузки по длине зубьев.

Принципиальное техническое решение, обеспечивающее участие зуба в передаче нагрузки по всей его длине независимо от осевого размера зубчатого колеса, известно [1]. Это составное зубчатое колесо с внешними или внутренними зубьями, состоящее из цилиндрического обода, отдельных зубчатых колес, плавающих относительно обода в осевом и окружном направлениях, промежуточных колец, расположенных между зубчатыми колесами, а также нажимного устройства пружинного типа, которое обеспечивает осевое сжатие системы зубчатых колес и промежуточных колец. Последние кольца имеют плоские торцевые поверхности для фрикционного взаимодействия с зубчатыми колесами и связаны с ободом соединением (например шлицевым), допускающим только осевое перемещение.

Недостатки данной конструкции, препятствующие ее практическому использованию: 1) технологическая сложность обработки шлицев на внутренних и наружных поверхностях; 2) большая осевая сила, обусловливающая значительные габаритные размеры нажимного устройства; 3) увеличение ра-

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

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кропп А. Е.** Приводы машин с импульсными вариаторами. М.: Машиностроение, 1988. 144 с.
2. **Горин М. П., Шарков О. В., Кузнецова Н. А.** Импульсные вариаторы с эксцентриковыми механизмами свободного хода // Машиностроитель. 2001. № 7. С. 14—16.
3. **Шарков О. В.** Эксцентриковые механизмы свободного хода фрикционного типа. Калининград: КГТУ, 2011. 206 с.
4. **Шарков О. В., Калинин А. В.** Экспериментальное исследование шумовых характеристик приводов машин с эксцентриковыми механизмами свободного хода // Безопасность труда в промышленности. 2007. № 5. С. 52, 53.
5. **ГОСТ 12.1.003—83.** Шум. Общие требования безопасности. М.: Изд-во стандартов, 1983. 10 с.
6. **Лагунов Л. Ф., Осипов Г. Л.** Борьба с шумом в машиностроении. М.: Машиностроение, 1980. 150 с.
7. **ГОСТ 31252—2004** (ИСО 3740—2000). Шум машин. Руководство по выбору метода определения уровней звуковой мощности. М.: Стандартинформ, 2005. 35 с.
8. **ГОСТ Р51402—99** (ИСО 37646—95). Шум машин. Определение уровня звуковой мощности источников шума по звуковому давлению. Ориентировочный метод с использованием измерительной поверхности над звукоотражающей плоскостью. М.: Изд-во стандартов, 2000. 14 с.
9. **ОСТ 489-5—89.** Редукторы и мотор-редукторы общего назначения. Допустимые уровни шума. М.: Изд-во стандартов, 1989.
10. **Грановский В. А., Сирая Т. Н.** Методы обработки экспериментальных данных при измерениях. Л.: Энергоатомиздат, 1990. 288 с.
11. **Большев Л. Н., Смирнов Н. В.** Таблицы математической статистики. М.: Наука, 1983. 416 с.
12. **Янг С., Эллисон А.** Измерение шума машин. М.: Энергоатомиздат, 1988. 144 с.

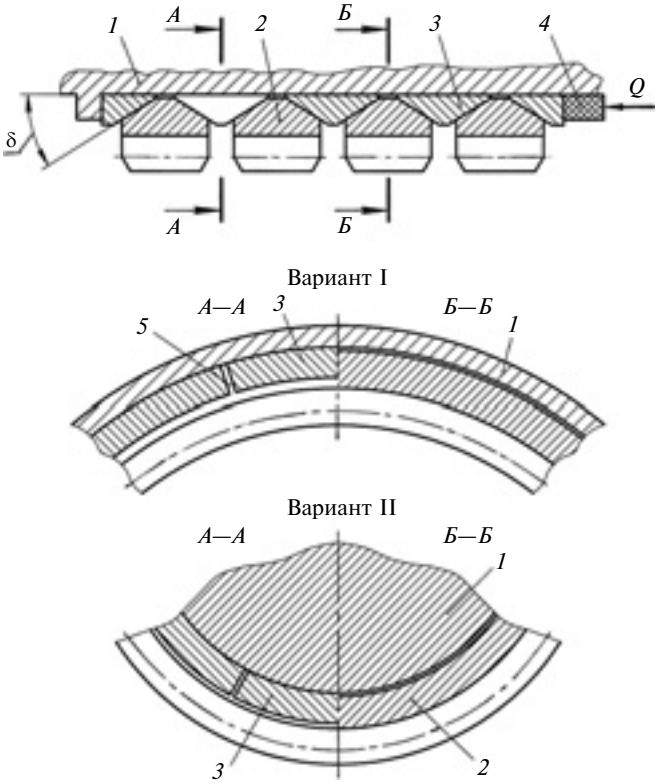


Рис. 1. Составное зубчатое колесо

диальных размеров составного колеса с внутренними зубьями на глубину шлицев.

Для устранения этих недостатков предложено зубчатое колесо (рис. 1), состоящее из обода *1*, отдельных зубчатых венцов *2* с внутренними (вариант I) или наружными (вариант II) зубьями, расположенных между ними промежуточных колец *3* и нажимного устройства *4* (например пружинного типа), обеспечивающего осевое сжатие системы. Промежуточные кольца *3* имеют радиальные разрезы *5* и находятся во фрикционном взаимодействии с боковыми поверхностями отдельных зубчатых венцов *2* и обода *1*. При этом боковые поверхности венцов *2* и колец *3* — конические, а сопрягающиеся поверхности обода *1* и колец *3* — цилиндрические.

Оптимальный угол δ наклона образующей конуса боковых поверхностей зубчатых венцов *2* и промежуточных колец *3* составляет 30÷45°. При этом радиальная сила в контакте каждого промежуточного кольца и обода в 1,5÷2 раза превышает осевую силу, создаваемую нажимным устройством, а сила трения между отдельными венцами и промежуточными кольцами гарантированно превышает силу трения между промежуточными кольцами и ободом. Последнее необходимо для того, чтобы при первоначальной затяжке нажимного устройства (сопровождается прокручиванием центрального вала) и по мере изнашивания деталей при длительной работе устройства промежуточные кольца могли смещаться в осевом направлении, передавая осевую силу на последующие элементы.

Для повышения износостойкости и надежности конструкции зубчатые венцы *2* и обод *1* следует выполнять из высококачественной закаленной стали, а промежуточные кольца *3* — из материала, обладающего противозадирными свойствами, например бронзы или композитов.

При работе зубчатой передачи, в которую входит предлагаемое составное зубчатое колесо, нагрузка вдоль зуба неизбежно распределяется неравномерно. При этом некоторые зубчатые венцы *2* (в первую очередь крайние) нагружены большей окружной силой, чем остальные. В результате силы трения между промежуточными кольцами *3*, примыкающими к наиболее нагруженным венцам *2*, и обоймой *1* оказываются меньше окружной силы и эти венцы смещаются в окружном направлении, перераспределяя нагрузку между всеми венцами. Одновременно с окружным проскальзыванием возможно и осевое смещение соответствующих колец *3*. При кратковременной перегрузке передачи составное зубчатое колесо работает как предохранительная муфта.

Рассмотренный принцип компенсации погрешности угла наклона зуба нашел применение в многорядной планетарной передаче [2], предназначенной для погружения в скважину. Эта передача (рис. 2) состоит из корпуса *1*, в котором установлены центральный вал с общим для всех сателлитов *4* ведущим зубчатым колесом *2* и водило *3* с сателли-

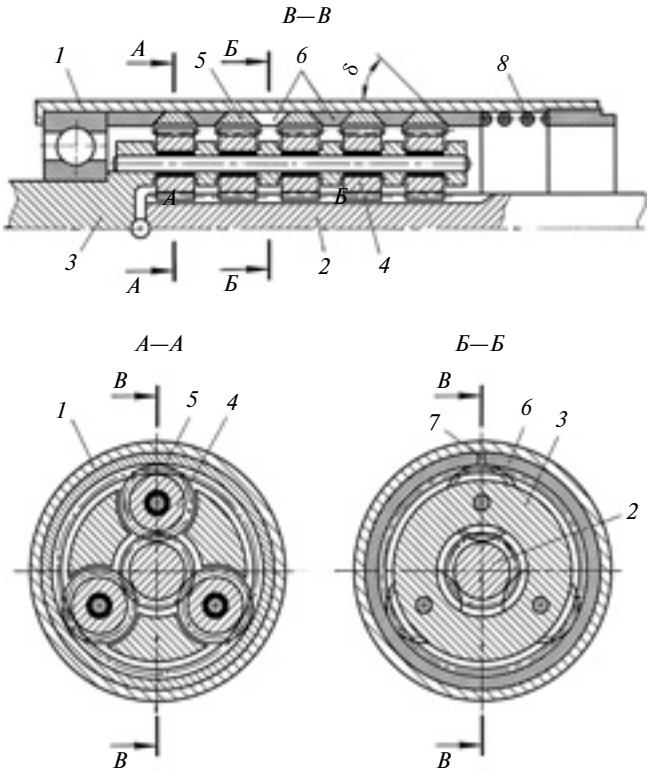


Рис. 2. Многорядная планетарная передача

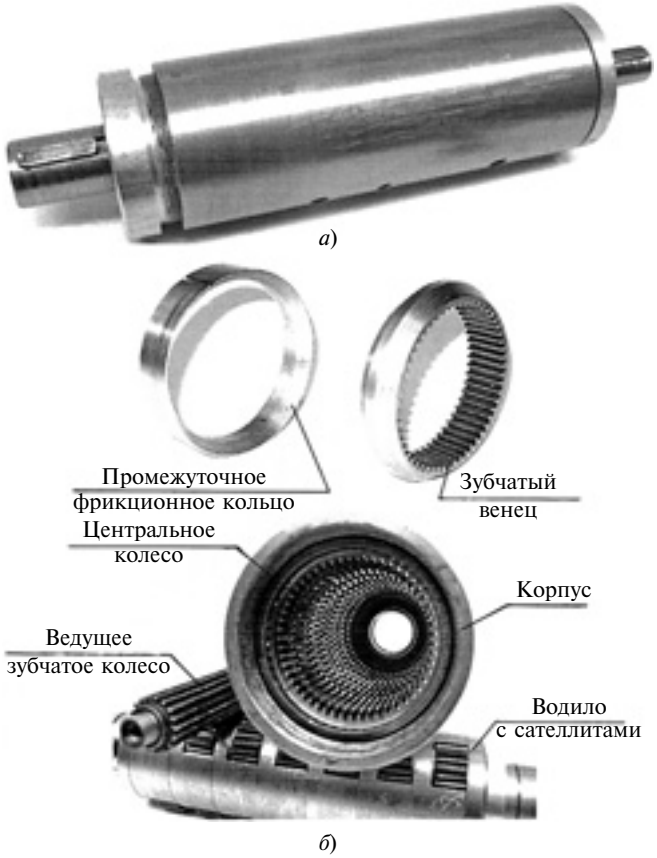


Рис. 3. Опытный образец редуктора в сборе (*а*) и его узлы и детали (*б*)

тами *4*, шарнирно закрепленными на нем рядами. Центральное колесо с внутренними зубьями состоит из отдельных зубчатых венцов *5*, конические боковые поверхности которых фрикционно взаимодействуют с коническими поверхностями промежуточных фрикционных колец *6* с радиальными разрезами *7*, обеспечивающими возможность фрикционного взаимодействия их внешних цилиндрических поверхностей с внутренней цилиндрической поверхностью корпуса *1*. Элементы центрального колеса поджаты в осевом направлении пружиной *8*.

Испытания опытного образца редуктора (рис. 3) подтвердили равномерность распределения нагрузки между отдельными зубчатыми венцами и повышение нагрузочной способности многорядной планетарной передачи в ожидаемых пределах.

Применение предлагаемой планетарной многорядной зубчатой передачи в буровом и насосном оборудовании для скважин позволит многократно повысить передаваемый крутящий момент без увеличения радиальных размеров редуктора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **А. с. 1216494 СССР:** МКИ^4 F 16H 1/46, F16H 37/02. Планетарная передача.

2. **Пат. 2424458 Рос. Федерации: МПК^8:** F 16H 1/48, E 21 B 4/00. Многорядная планетарная передача.

УДК 621.833.6

Ф. И. ПЛЕХАНОВ, д-р техн. наук (Глазовский инженерно-экономический институт — филиал ИжГТУ), e-mail: gfi@gfi.edu.ru

Влияние геометрии зацепления зубчатых колес планетарной передачи типа *K–H–V* на показатели прочности

Приведен метод увеличения прочности при изгибе зубьев сателлита и нагрузочной способности планетарной передачи путем выбора рациональных геометрических параметров внутреннего эвольвентного зацепления с учетом закона распределения нагрузки между парами зубьев колес.

Ключевые слова: планетарная передача, внутреннее зацепление, изгиб, прочность, нагрузочная способность, геометрия зацепления.

The technique of gaining bending strength of pinion gear teeth and load capability of planetary group through rational geometrical parametrization of internal involute tooth system with allowance for load distribution function between pair couples of wheel teeth was presented.

Keywords: planetary group, internal gearing, bending strength, load capability, geometry of interlocking.

Планетарные передачи типа *K-H-V* имеют хорошие массогабаритные показатели, высокий КПД и большое передаточное отношение одной ступени. Их широкое практическое применение сдерживается наличием в конструкции механизма снятия движения с сателлитов, который или сложен и нетехнологичен, или неэффективен относительно потерь мощности на трение. Представленная на рис. 1 передача с роликовым механизмом снятия движения с сателлитов лишена указанных недостатков. Здесь вращение от сателлитов *1* к тихоходному валу *2* передается через ролики *3*, перекатывающиеся по поверхностям сопрягаемых с ними деталей (дисков, жестко связанных с выходным валом, и сателлитов) [1].

При малой разнице Δz чисел зубьев колес данной передачи зазоры в зацеплении сателлита с

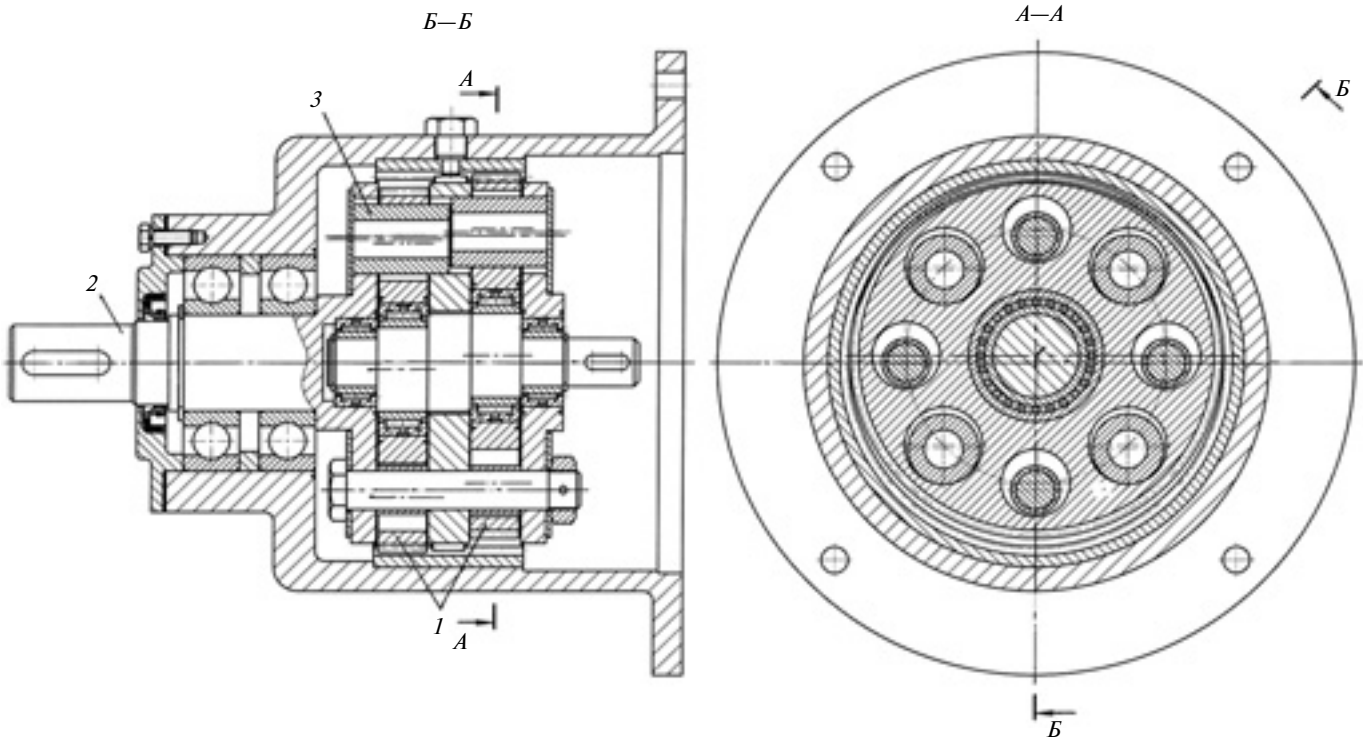


Рис. 1. Планетарная передача *K-H-V* с роликовым механизмом снятия движения с сателлитов

центральным зубчатым колесом малы и при приложении нагрузки выбираются, что положительно сказывается на нагрузочной способности и жесткости механического привода. При этом в зацеплении могут находиться одновременно до семи пар зубьев [2].

Большие приведенные радиусы кривизны профилей зубьев внутреннего зацепления и сопрягаемых элементов механизма снятия движения с сателлитов (см. рис. 1) обеспечивают их высокую контактную прочность. Поэтому нагрузочная способность указанной планетарной передачи лимитируется прочностью при изгибе зубьев сателлита. В связи с этим важно установить влияние геометрических параметров колес на число пар зубьев, одновременно находящихся в зацеплении, и на нагрузочную способность привода.

Для предотвращения интерференции профилей зубьев (интерференции второго рода) угол α_w зацепления сателлита с центральным колесом при $\Delta z \leqslant 5$ должен быть, как показывают расчеты, не менее 36°. В этом случае зацепление является дополюсным, и в зоне максимальной глубины захода зубьев во впадины колес имеет место существенный боковой зазор даже при радиальном зазоре C между впадиной сателлита и вершиной зуба колеса меньше стандартного значения $C^*m = 0{,}25m$ (C^* — коэффициент радиального зазора исходного контура; m — модуль зубьев). Это позволяет при данном коэффициенте ε начального перекрытия (при минимальной нагрузке, без учета деформации зубьев) уменьшить радиус окружности выступов зубчатого колеса, уменьшив зазор C и высоту зуба сателлита, а следовательно, повысить его прочность при изгибе.

При нарезании колеса с внешними зубьями инструментом реечного типа и отсутствии подрезания, что соответствует коэффициенту смещения исходного контура $x \geqslant h_a^* - 0{,}5z\sin^2\alpha$ [3] (h_a^* — коэффициент высоты головки исходного контура; z — число зубьев; α — угол профиля исходного контура), ширина впадины в зоне переходной кривой в общем виде определяется по формуле (рис. 2):

$$e_\varphi = r_\varphi(\beta + 2\theta_\varphi), \qquad (1)$$

где

$$\beta = [0{,}5\pi m\cos\alpha - 2\rho - 2(mx + h)\sin\alpha]/r_b;$$

$$\theta_\varphi = \arcsin\left[\left(\rho + \frac{h}{\cos\gamma}\right)\frac{\sin\gamma}{r_\varphi}\right] - \varphi.$$

Здесь $\varphi = (h\,\mathrm{tg}\gamma)/r$; $r_b = r\cos\alpha$; $r = 0{,}5mz$; $h = m(h_a + C\rho x)$; $\rho = \rho^* m$ (ρ^* — коэффициент радиуса кривизны линии притупления продольной кромки зуба режущего инструмента); r_φ — радиус-вектор точки переходной кривой.

При заданном r_φ угол γ можно найти из уравнения

$$r^2 - r_\varphi^2 + (\rho + h/\cos\gamma)(\rho - 2r\cos\gamma + h/\cos\gamma) = 0.$$

Указанные выражения соответствуют эквидистанте удлиненной эвольвенты, по которой очерчена переходная кривая профиля зуба сателлита. На участке переходной кривой $r_f \leqslant r_\varphi \leqslant r_l$, где радиус

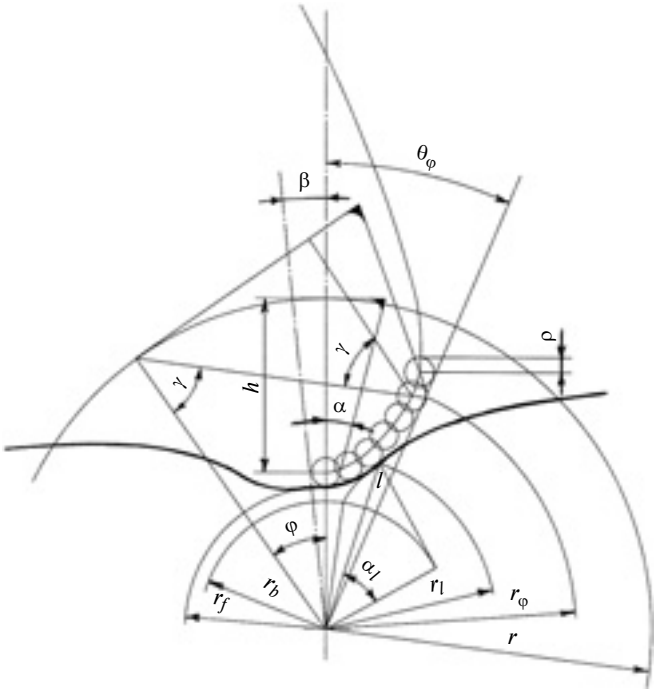


Рис. 2. Геометрия переходной кривой профиля зуба и схема ее формообразования

окружности впадин сателлита $r_f = 0{,}5mz - h - \rho$, радиус окружности граничных точек профилей зубьев $r_l = r_b/\cos\alpha_1$, а угол профиля α_l определяется из уравнений:

$$\frac{\rho + h\sin\alpha}{r\cos\alpha}\,\mathrm{inv}\alpha + \mathrm{inv}\alpha_1 +$$

$$+ \varphi_1 \arcsin\frac{(\rho\sin\gamma_1 + h\,\mathrm{tg}\gamma_l)\cos\alpha_1}{r_b} = 0;$$

$$\varphi_1 = \mathrm{tg}\alpha\,\mathrm{tg}\alpha_1(\rho + h\sin\alpha)/r_b;$$

$$\gamma_l = \mathrm{arctg}(\varphi_l r/h).$$

Переходя к зацеплению сателлита с неподвижным зубчатым колесом передачи типа *K-H-V*, следует отметить, что для обеспечения минимальной высоты зуба сателлита *g* и его максимальной прочности при изгибе при заданном коэффициенте перекрытия целесообразно радиус окружности выступов неподвижного колеса *e* определять из соотношения $r_{ae} = a_w + r_{\varphi g} = r_{fg} + a_w + C$ (a_w — межосевое расстояние передачи, $C \leqslant 0{,}25m$). Тогда толщина зуба колеса у вершины

$$S_{ae} = 2r_{ae}[\mathrm{inv}\alpha_{ae}\mathrm{inv}\alpha + (0{,}5\pi 2x_e\mathrm{tg}\alpha)/z_e],$$

где $\alpha_{ae} = \arccos[0{,}5mz_e\cos\alpha/r_{ae}]$.

Тогда с учетом уравнения (1) боковой зазор между зубьями сателлита и колеса

$$\Delta = e_g(\varphi) - S_{ae}. \qquad (2)$$

Радиальный зазор *C* подбирают из условия $\Delta \geqslant 0$.

Радиус окружности выступов сателлита, удовлетворяющий заданному коэффициенту ε начального перекрытия при подобранном из приведенных соотношений радиальном зазоре *C*, определяют по формуле

$$r_{ag} = \sqrt{r_{bg}^2 + \left[\varepsilon m\pi\cos\alpha + \sqrt{r_{ae}^2 - (0{,}5mz_e\cos\alpha)^2} - a_w\sin\alpha_w\right]^2}.$$

При этом в зоне сопряжения зубьев колес радиальный зазор не должен быть менее 0,25*m*, т. е. должно выполняться условие:

$$\sqrt{\left(\sqrt{r_{ag}^2 - r_{bg}^2} - \varepsilon\pi m\cos\alpha\right)^2 + r_{bg}^2} - r_{fg} \geqslant 0{,}25m. \qquad (3)$$

Расчеты по приведенным зависимостям при углах зацепления, обеспечивающих отсутствие интерференции профилей зубьев ($36^\circ \leqslant \alpha_w \leqslant 63^\circ$ для передач с $1 \leqslant \Delta z \leqslant 5$), показывают, что условия (2) и (3) выполняются при $C = 0{,}1m$.

Допускаемую нормальную погонную нагрузку в синтезированном вышеприведенным способом зацеплении можно найти в соответствии с известной (стандартной) формулой расчета зуба сателлита на прочность при изгибе, содержащей введенный в нее дополнительный коэффициент K_{hF}, учитывающий уменьшенную высоту зуба сателлита исследуемой передачи:

$$\omega_0 = \frac{\sigma^0_{F\lim b} m K_{FL} K_{FC} K_y}{S_F Y_F K_F K_{hF}\cos\alpha}, \qquad (4)$$

где $\sigma^0_{F\lim b}$ — предел выносливости при изгибе; S_F — коэффициент безопасности; K_{FL} — коэффициент долговечности; Y_F — коэффициент формы зуба; K_F — коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, неравномерность распределения нагрузки по сателлитам и длине зуба; K_{FC} — коэффициент, учитывающий двустороннее приложение нагрузки; K_y — коэффициент, учитывающий механическую и термическую обработку зубьев, модуль и размеры зубчатого колеса.

Наибольшее напряжение изгиба в основании зуба сателлита рассматриваемой передачи возникает при приложении нагрузки к его вершине, и введенный в формулу расчета коэффициент K_{hF}, показывающий во сколько раз напряжение в основании укороченного зуба меньше, чем в основании стандартного, может быть найден или методом конечно-элементного анализа, или приближенно как отношение плеч сил относительно центра изгиба зуба, положение которого определяется с исполь-

зованием гипотезы ломаных сечений (гипотеза Андожского—Верховского).

Тогда

$$K_{hF} = \frac{h_n}{h_{nm}} = \frac{(r_{ag} - r_{fg} + l_0 - 0{,}5S_{ag}\mathrm{tg}\lambda_{ag})\cos\lambda_{ag}}{(H + l_0 - 0{,}5S_{agm}\mathrm{tg}\lambda_{agm})\cos\lambda_{agm}}, \quad (5)$$

где h_n — плечо нормальной силы, приложенной к вершине зуба сателлита исследуемой передачи, относительно центра изгиба; h_{nm} — то же при стандартной высоте $H = m(2h_a^* + C^*)$ указанного зуба; l_0 — расстояние от впадины зуба до центра его изгиба;

$$S_{ag} = 2r_{ag}[(0{,}5\pi + 2x_g\mathrm{tg}\alpha)/z_g + \mathrm{inv}\alpha - \mathrm{inv}\alpha_{ag}];$$

$$\alpha_{ag} = \arccos(r_{bg}/r_{ag}); \quad \lambda_{ag} = \alpha_{ag} - 0{,}5S_{ag}/r_{ag};$$

$$S_{agm} = 2(r_{fg} + H)[(0{,}5\pi + 2x_g\mathrm{tg}\alpha)/z_g + \\ + \mathrm{inv}\alpha - \mathrm{inv}\alpha_{agm}];$$

$$\alpha_{agm} = \arccos[r_{bg}/(r_{fg} + H)];$$

$$\lambda_{agm} = \alpha_{agm} - 0{,}5S_{agm}/(r_{fg} + H).$$

При $l_0 = 0{,}45\mathrm{m}$, как показали расчеты, выражение (5) дает примерно такой же результат, что и метод конечных элементов.

Число пар зубьев, одновременно несущих нагрузку, и распределение последней между ними определяется из равенства (4) и уравнений совместности перемещений:

$$\begin{cases} \omega_0 = \delta c_0; \\ \omega_{i=1} = (\delta - \Delta_{i=1})c_{i=1}; \\ \vdots \\ \omega_{i=N} = (\delta - \Delta_{i=N})c_{i=N}; \\ \omega_{j=1} = (\delta - \Delta_{j=1})c_{j=1}; \\ \vdots \\ \omega_{j=M} = (\delta - \Delta_{j=M})c_{j=M}. \end{cases}$$

Здесь δ — деформация наиболее нагруженной пары зубьев; ω_i, ω_j — нормальная нагрузка в парах зацепляющихся зубьев соответственно справа и слева от наиболее нагруженной пары; c_0, c_i, c_j — удельные жесткости пар зацепляющихся зубьев (с изменением фазы зацепления удельная жесткость изменяется мало, поэтому ее можно принять равной $0{,}075E$ [4], где E — модуль упругости первого рода материала колес); N, M — числа пар зубьев, входящих в контакт после приложения к тихоходному валу передачи момента T кручения, соответствующего допускаемой нормальной погонной нагрузке ω_0 в наиболее нагруженной паре (N, M определяются числами положительных значений ω_i и ω_j); Δ_i, Δ_j — начальные зазоры (в ненагруженной пере-

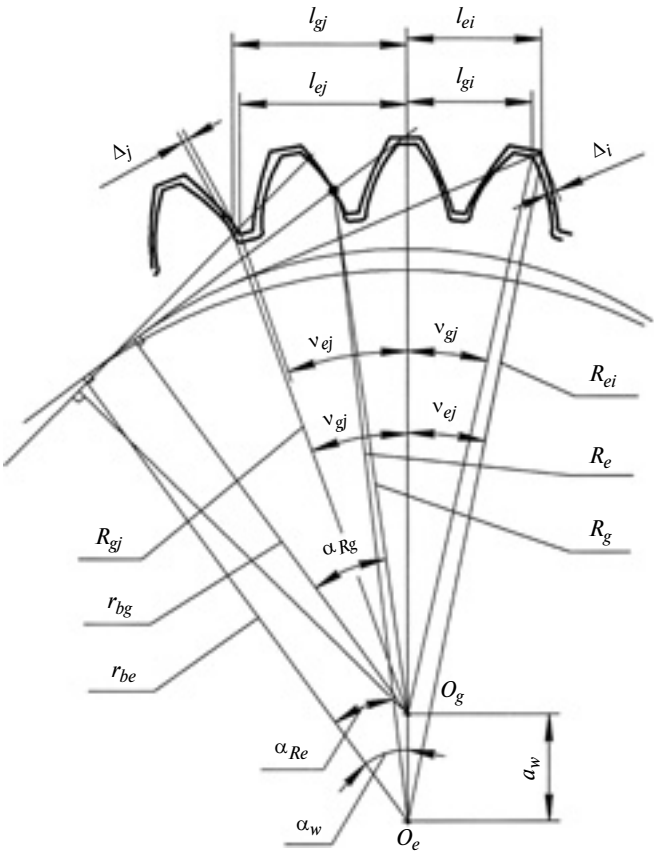


Рис. 3. Схема для определения зазоров в зацеплении зубчатых колес передачи

даче) между зубьями колес, определяемые в соответствии с рис. 3 по зависимостям:

$$\Delta_i = (R_{ei}\sin\nu_{ei} - l_{gi})\cos(\alpha_{ag} - \nu_{gi});$$

$$\Delta_j = (R_{gj}\sin\nu_{gj} - l_{ej})\cos(\alpha_{ae} + \nu_{ej}).$$

Тогда безразмерный параметр $T^* = T/(Em^3)$, характеризующий нагрузочную способность передачи и позволяющий определить необходимый модуль зубьев колес, составит

$$T^* = \left[(N + M + 1)\omega_0 - 0{,}075E\left(\sum_{i=1}^{N}\Delta_i + \sum_{j=1}^{M}\Delta_j\right)\right] \times \\ \times \frac{z_g^2 n_W \bar{b}_W \cos\alpha}{2mE}, \quad (6)$$

где n_W — число сателлитов, $\bar{b}_W = b_W/(mz_g)$ — относительная ширина венца сателлита.

Представленные на рис. 4 зависимости и данные таблицы получены по формуле (6) для передачи с зубчатыми колесами из термоулучшенной стали при двустороннем приложении нагрузки к зубьям и $\bar{b}_W = 0{,}25$; $n_W = 2$; $x_g = 0{,}3$; $S_F = 1{,}75$; $K_y = 1$; $K_F = 1{,}3$; $K_{FL} = 1$; $C = 0{,}1m$.

Как видно из таблицы, с уменьшением высоты зубьев сателлита, а следовательно, и коэффициента ε начального перекрытия нагрузочная способность передачи возрастает. Это связано с тем, что уменьшение высоты зубьев не вызывает большого увеличения зазоров в зацеплении колес, но приводит к значительному росту прочности зуба при изгибе и допускаемой нагрузки на него. При этом многопарность зацепления сохраняется даже при $\varepsilon \leqslant 1$. С уменьшением разности Δz чисел зубьев колес при прочих равных условиях уменьшаются зазоры в зацеплении и возрастает число пар зубьев, несущих нагрузку, что благоприятно сказывается на нагрузочной способности передачи.

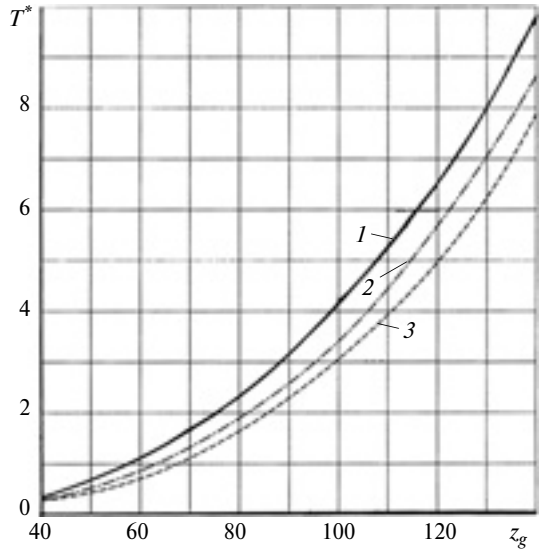


Рис. 4. Зависимости параметра T^* от z_g и разности чисел зубьев колес Δz = 1 (*1*); 2 (*2*); 3 (*3*) при ε = 1

Значение параметра T^* при числе зубьев сателлита z_g = 100

ε	Δz		
	1	2	3
0,8	5,2	4,1	3,6
1,0	4,2	3,4	3,1
1,2	3,5	2,9	2,7
1,4	2,9	2,6	2,3

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 2399813 Рос. Федерации:** МПК[6] F16H 1/32. Планетарная передача.
2. **Плеханов Ф. И., Овсянников А. В.** Силовой расчет механизма восприятия момента зубчато-роликовой планетарной передачи // Изв. вузов. Машиностроение. 2011. № 3. С. 26—29.
3. **Гавриленко В. А.** Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. М.: Машиностроение, 1969. 432 с.
4. **Айрапетов Э. Л., Генкин М. Д., Ряснов Ю. А.** Статика зубчатых передач. М.: Наука, 1983. 143 с.

УДК 681.513:621.7

В. С. СЕМЕНОЖЕНКОВ, д-р техн. наук (ВФ МИИТ, г. Воронеж), М. В. СЕМЕНОЖЕНКОВ, канд. техн. наук, В. В. ПЕШКОВ, д-р техн. наук (ВГТУ, г. Воронеж), e-mail: semen_46@mail.ru

Обоснование конструктивных параметров модуля робота на основе анализа характеристик вибрации

Рассмотрена динамическая модель робота с рекуператором механической энергии, содержащим упругий элемент. Предложено определять размеры деталей с учетом параметров вибрации элементов конструкций.

Ключевые слова: модуль робота, динамическая модель, момент инерции, жесткость, перемещение, скорость, ускорение.

The dynamic model of robot equipped with recuperative mechanical energy exchanger having elastic member was examined. It was suggested to detail dimension with allowance for vibration performance of constructional elements.

Keywords: robot unit, dynamic model, inertia, rigidness, transfer, velocity, acceleration.

Движение звеньев роботов для точечной сварки, подачи заготовок и др. в основном происходит в режимах разгона и торможения, вследствие чего в общем объеме сил в системе преобладают инерционные нагрузки. В роботах с рекуператорами энергии [1, 2] разгон и торможение звеньев осуществляются с помощью упругих элементов, что исключает влияние сил инерции на энергетические затраты, а следовательно, на установочную мощность двигателей. В таких роботах двигатели предназначены для компенсации потерь энергии на трение, перемещение элементов коммуникаций и т. п., поэтому основной вклад в формирование вибрационных процессов вносят силы упругих элементов рекуператора.

Для оценки параметров вибрации элементов конструкции робота [2] рассмотрена динамическая модель с сосредоточенными параметрами с учетом диссипативных сил, действующих в системе, а также активных сил привода. Расчетная динамическая модель, приближенная к физической модели, представлена на рис. 1, где обозначены: M_i и φ_i — моменты инерции наиболее массивных элементов конструкции и их угловые перемещения; C_i и q_i — жесткости участков валов между этими элементами и относительные углы их закручивания; C_P — приве-

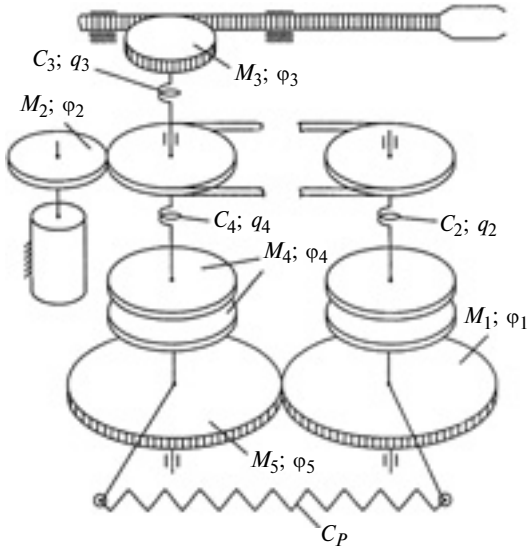


Рис. 1. Расчетная динамическая модель модуля робота

денная жесткость упругих элементов. Тогда имеем: $P_1 = -P_5 = 2C_P[\cos(\varphi_1 + 0{,}5) - 0{,}07]\sin(\varphi_1 + 0{,}5)$ — моменты сил упругих элементов; $P_2 = u_p C_M q_0$ — момент привода (q_0 — сила тока; u_p — передаточное отношение редуктора; C_M — конструктивный параметр двигателя); $P_3 = P_т \operatorname{sign}\dot{\varphi}_3$ — момент сил трения ($P_т$ — модуль момента сил трения). Кроме того, в модели учтены моменты R_i диссипативных сил, связанные с внутренним и конструкционным трением в валах и соединениях и пропорциональные обобщенным скоростям $\dot{q}_i$ [3].

Уравнения связи абсолютных и относительных координат:

$$\varphi_1 = q_1; \quad \varphi_2 = q_1 + q_2; \quad \varphi_3 = q_1 + q_2 + q_3;$$
$$\varphi_4 = q_1 + q_2 + q_4; \quad \varphi_5 = -q_1.$$

Система уравнений движения элементов конструкции с учетом электрического уравнения двигателя имеет вид;

$$\begin{cases} \sum\limits_{i=1}^{5} M_i\ddot{q}_1 + \sum\limits_{i=2}^{4} M_i\ddot{q}_2 + M_2\ddot{q}_2 + M_4\ddot{q}_4 = \\ = P_1 + P_2 - P_3 - P_4; \\ \sum\limits_{i=2}^{4} M_i\ddot{q}_1 + \sum\limits_{i=2}^{4} M_i\ddot{q}_2 + M_3\ddot{q}_3 + M_4\ddot{q}_4 + C_2 q_2 = \\ = P_2 - P_3 - P_4 - R_2; \\ M_3\ddot{q}_1 + M_3\ddot{q}_2 + M_3\ddot{q}_3 + C_3 q_3 = -P_3 - R_3; \\ M_4\ddot{q}_1 + M_4\ddot{q}_2 + M_4\ddot{q}_4 + C_4 q_4 = -P_4 - R_4; \\ \dot{q}_0 = \dfrac{u}{T_a R_a} - \dfrac{1}{T_a} q_0 - \dfrac{u_P C_e}{T_a R_a}(\dot{q}_1 + \dot{q}_2). \end{cases}$$

Здесь u — напряжение; T_a — электромагнитная постоянная цепи якоря; R_a — сопротивление обмотки якоря; C_e — коэффициент пропорциональности двигателя.

Начальные условия (при $t = 0$): $q_1 = \dfrac{P_1}{C_2}$; $q_2 = q_3 = 0$; $q_5 = \dfrac{P_5}{C_4}$; $\dot{q}_1 = \dot{q}_2 = \dot{q}_3 = \dot{q}_4 = 0$.

Численные значения параметров конструкции:

$M_1 = 6$ кг · м^2; $M_2 = 0{,}035$ кг · м^2;
$M_3 = M_5 = 0{,}015$ кг · м^2; $M_4 = 0{,}04$ кг · м^2;
$C_2 = 1{,}5 \cdot 10^5$ Н · м; $C_3 = C_4 = 3 \cdot 10^5$ Н · м;
$T_a = 0{,}65 \cdot 10^{-3}$ с; $R_a = 2{,}9$ Ом; $u_P = 85$;
$C_e = 0{,}42 \cdot 10^{-2}$ В; $u = 27$ В; $P_т = 1$ Н · м;
$C_P = 200$ Н · м; $C_M = 4 \cdot 10^{-2}$ Н · м/А.

Решение системы уравнений (1) выполнено методом, изложенным в работе [4].

На рис. 2 приведены график изменения угла поворота руки робота в текущем времени и фрагмент этого графика в начальный момент движения. Виден колебательный характер начального этапа движения с амплитудой, не превышающей 0,001 рад.

На рис. 3, *а* показано изменение в текущем времени скорости поворота вала привода, а на рис. 3, *б* — изменение его ускорения. По усилению осцилляции ($t \approx 0{,}13$ с) виден момент включения двигателя. Из рис. 3, *б* видно, что в момент начала движения при обесточенном двигателе ускорение

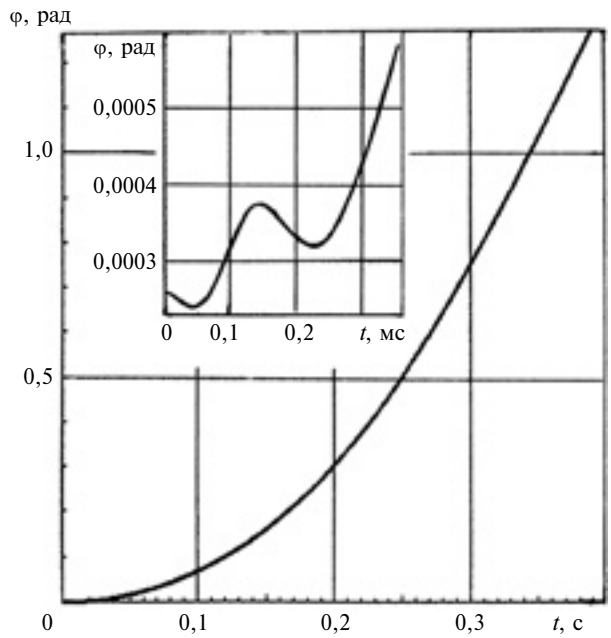


Рис. 2. Изменение угла поворота руки робота в текущем времени

вала привода достигает $\ddot{\varphi}_2 = 2000$ с$^{-2}$, что может привести к разрушению вала силами инерции. Выполнена оптимизация параметров робота, в частности соотношения жесткостей отдельных участков валов. В качестве критерия оптимальности принято минимальное угловое ускорение $\ddot{\varphi}_2$ вала привода. Жесткости варьировали в следующих пределах: $C_2 = (1 \div 3)10^5$; $C_3 = (0{,}5 \div 5)10^5$; $C_4 = (0{,}5 \div 4)10^5$. Оптимизацию выполняли методом последовательного варьирования параметров. Получены результаты: $C_2 = 1{,}4 \cdot 10^5$ Н · м; $C_3 = 0{,}9 \cdot 10^5$ Н · м; $C_4 = 0{,}7 \cdot 10^5$ Н · м. При таких значениях параметров ускорение вала привода составило $\ddot{\varphi}_2 \approx 215$ с$^{-2}$ (рис.4), что сопоставимо с ускорением при подаче напряжения на обмотки двигателя, т. е. достигнуто примерно девятикратное снижение ускорения и крутящего момента сил инерции на валу привода.

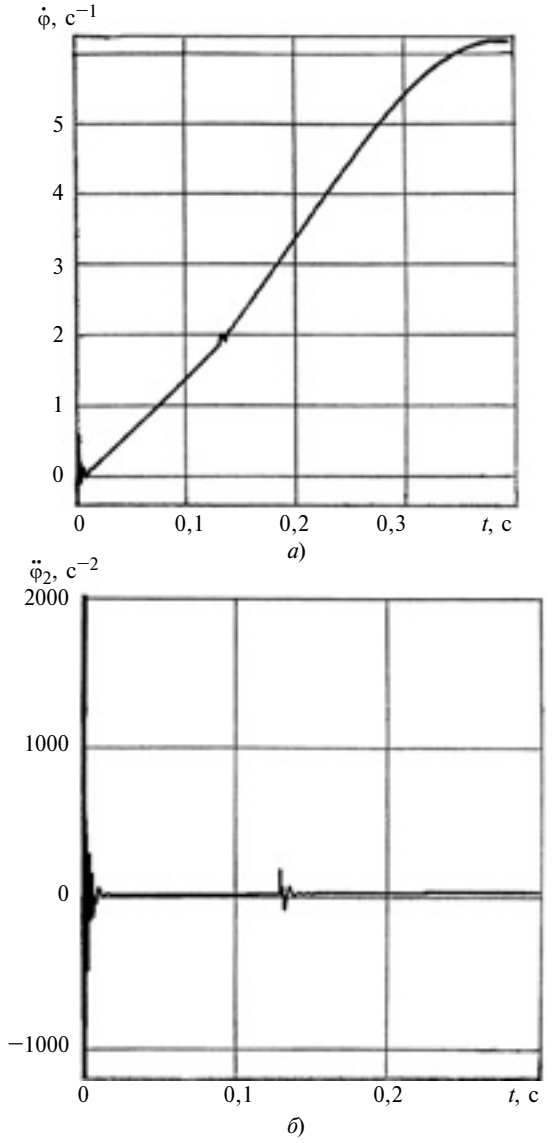


Рис. 3. Изменения скорости (*а*) и ускорения (*б*) поворота вала привода руки робота

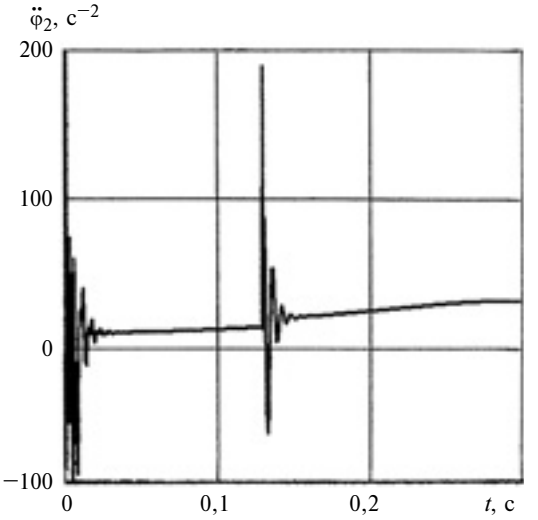


Рис. 4. Изменение ускорения вала привода в текущем времени при оптимальном соотношении жесткостей отдельных участков валов

Разработанная динамическая модель позволила оценить вибрации элементов конструкции и оптимизировать конструктивные параметры.

Таким образом, показано, что оптимизация конструкции должна основываться не только на расчетах на прочность, но и на анализе вибрационных характеристик элементов конструкции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **А. с. 1715578 СССР:** МКИ^5 B25J9/00. Модуль промышленного робота.
2. **А. с. 1722809 СССР:** МКИ^5 В 25 9/00. Модуль робота.
3. **Семеноженков В. С.** Моделирование динамики револьверной подачи листоштамповочного комплекса // Кузнечно-штамповочное производство. 1995. № 3. С. 23—25.
4. **Новиков Е. А.** Явные методы для жестких систем. Новосибирск: Наука, 1997. 194 с.

УДК 669:621

И. Г. ЖЕВТУН, П. С. ГОРДИЕНКО, д-р техн. наук, Т. С. КУХЛЕВСКАЯ, Д. В. МАШТАЛЯР, канд. техн. наук (Институт химии ДВО РАН, г. Владивосток), e-mail: jevtun_ivan@mail.ru

Термическое поведение карбидсодержащих фаз на титановых сплавах

Исследовано термическое поведение карбидсодержащих участков, формируемых на катодно-поляризованных титановых сплавах в электролитах. Показано, что стойкость к окислению этих участков больше по сравнению с исходной поверхностью, но меньше стойкости карбида титана. Введение хрома повышает их окалиностойкость.

Ключевые слова: карбид титана, титановые сплавы, композиты, электролит.

The thermal behavior of carbide containing lengths which are formed atop cathodal polarized titanium alloys in electrolytic conductors was examined. It was shown that oxidation resistance of these lengths is more than the oxidation resistance of initial surface however is less titanium carbide stability. Infusion of chrome enhances their scaling resistance.

Keywords: titanium carbide, titanium alloys, composites, electrolytic conductor.

Для повышения антифрикционных свойств титановых сплавов предложен метод формирования на их поверхностях локальных участков, содержащих карбид титана. Участки имеют гетерогенную микроструктуру (рис. 1), подобную микроструктуре твердых сплавов, и эффективно защищают поверхность сплава от изнашивания. Износ поверхности уменьшается на один-два порядка. Титановая матрица играет роль пластичной связки [1—3].

На сегодняшний день остается открытым вопрос о поведении формируемых участков при высоких температурах и увеличении их жаростойкости. В предлагаемой работе методом термогравиметрии исследовали термическое поведение локальных участков, которые вырезали из титановых образцов с помощью механической гильотины, дробили на фракции диаметром порядка 1÷2 мм и нагревали до 1000 °С на воздухе. Для исследований использовали дериватограф Q-1500 D системы Ф. Паулик, П. Паулик, Л. Эрдеи фирмы "МОМ" (точность определения температуры ±5 °С) и дериватограф DTG-60H фирмы Shimadzu. Скорость нагревания — 10 °С/мин, тигель платиновый. Отжиг проводили в камерной лабораторной электропечи сопротивления СНОЛ-1,6.2,5.1/9-ИЗ УХЛ4.2 (Литва). Поверхность исследовали с помощью сканирующего электронного микроскопа Hitachi S5500 высокого разрешения с приставкой для энергодисперсионного анализа Thermo Scientific.

Сравнивали термогравиграммы формируемых карбидсодержащих участков, снятые при нагревании титанового сплава ПТ3В, и образцов карбида титана, полученных в инертной среде (рис. 2). Наблюдалось увеличение массы всех образцов в результате окисления титана или карбида и образования рутила. Масса титанового сплава начинает увеличиваться при температуре примерно выше 400 °С, карбидсодержащих участков — выше 700 °С, что свидетельствует об их более интенсивном окислении по сравнению с образцами TiC.

Выдержка при 1000 °С не приводит к заметному изменению кривой TG для образцов карбида титана, а масса карбидсодержащих участков при 1000 °С продолжает активно увеличиваться в результате окисления, и после 5 ч выдержки составляет 24,8 % от массы навески. Это подтверждает присутствие титановой матрицы в объеме карбидсодержащих участков наряду с кристаллами карбида титана.

Масса карбидсодержащих участков начинает увеличиваться при более высоких температурах по сравнению с исходным титановым сплавом ПТ3В, что свидетельствует об их большей стойкости к окислению, чем титанового сплава. Следует отметить, что при нагревании исходного сплава наблюдается четко выраженный фазовый переход, сопровождаю-

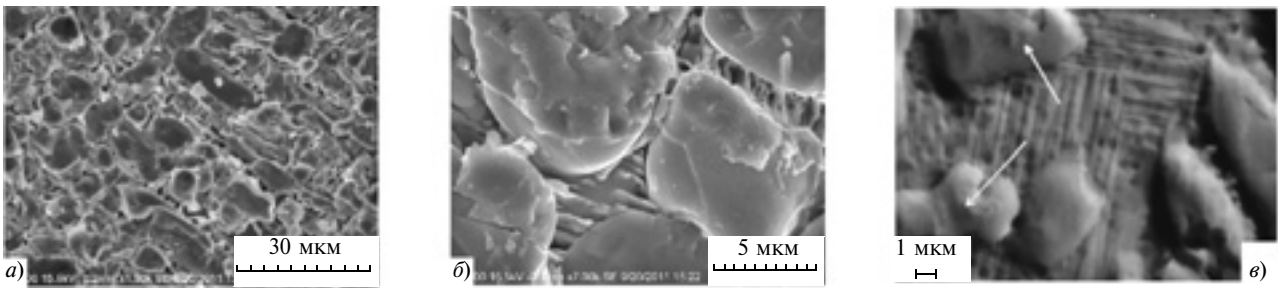


Рис. 1. Поверхность локального участка после травления титановой матрицы: различимы зерна TiC размером от одного до десятков микрометров

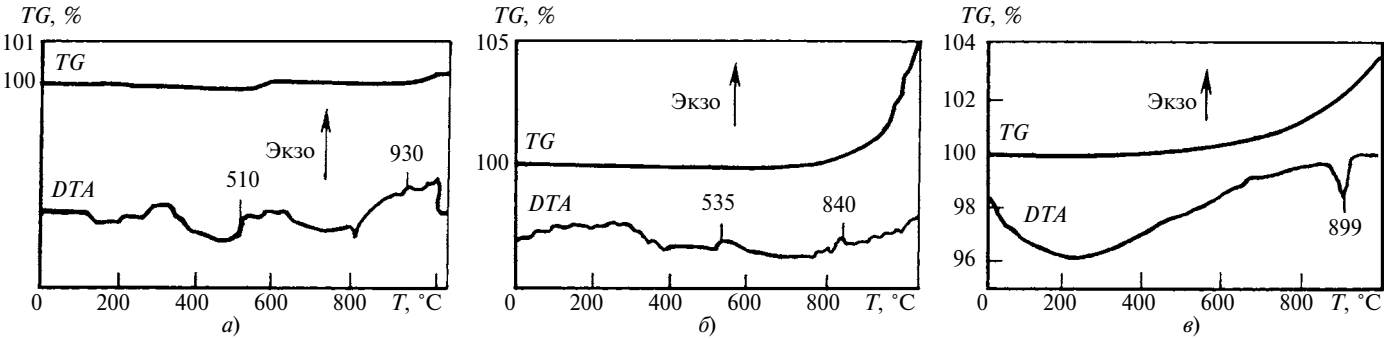


Рис. 2. Термогравиграммы образцов карбида титана, полученного дуговой плавкой в аргоне (*а*), карбидсодержащих участков, формируемых на титановом сплаве ПТ3В (*б*) и исходного сплава ПТ3В (*в*)

щийся эндоэффектом, чего нет у карбидсодержащих участков. Температура перехода (899 °С) выше теоретической (882 °С), что объясняется присутствием в сплаве α-стабилизатора — алюминия.

Таким образом, карбидсодержащие участки имеют большую стойкость к окислению, чем титановый сплав, но меньшую, чем карбид титана.

После отжига при 1000 °С и выдержки в течение 2 ч локальный участок, как и исходная титановая поверхность, окисляется. Оксидные пленки на титане и на локальном участке указаны на рис. 3, *а* и *б* стрелками. Видно, что толщина пленок примерно одинакова. Если учесть, что карбид титана начинает интенсивно окисляться при более высоких температурах, чем температура отжига, то следует предположить, что окислению подвергается в большей степени титановая матрица.

Вследствие механического воздействия при приготовлении шлифа оксидная пленка на титане подверглась частичному отслаиванию (см. рис. 3, *а*), чего нельзя сказать про пленку на локальном участке (см. рис. 3, *б*). Это косвенно подтверждает, что при окислении карбида титана вместо рутильной пленки на поверхности образуется твердый раствор TiC—TiO [4], который может обеспечить более высокую прочность сцепления покрытия и подложки.

В работах по получению твердых композиций на основе карбида титана в цементующую связку добавляли разное количество хрома [5, 6]. Способствуя повышению механических свойств, хром выполняет защитную функцию при окислении, что особенно важно для работы сплава при высоких температурах.

Таким образом, легирование карбидной фазы на титановом сплаве хромом интересно с точки зрения создания поверхности, сохраняющей эксплуатационные характеристики при высоких температурах. Легирование формируемого карбида титана хромом возможно в рамках предложенного метода.

Хром вводили в локальный участок в виде твердых присадок. После шлифования на поверхности локального участка были обнаружены мелкие светлые вкрапления с содержанием 15 мас. % хрома (рис. 4). Размер вкраплений — от одного до нескольких микрометров. Локальные участки, содержащие хром, вырезали из образца с помощью гильотины и подвергали термогравимет-

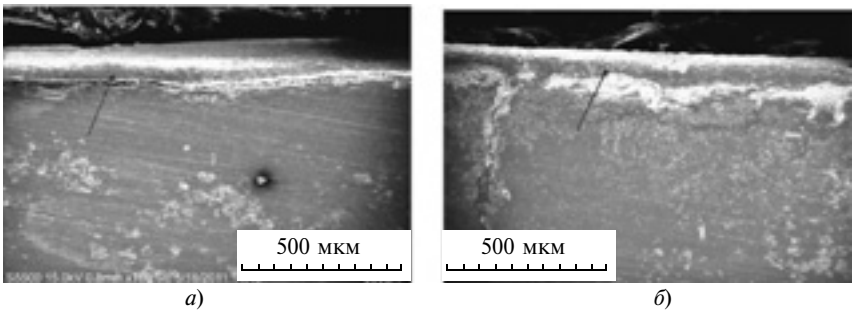


Рис. 3. Оксидная пленка на титане (*а*) и локальном участке (*б*) после отжига

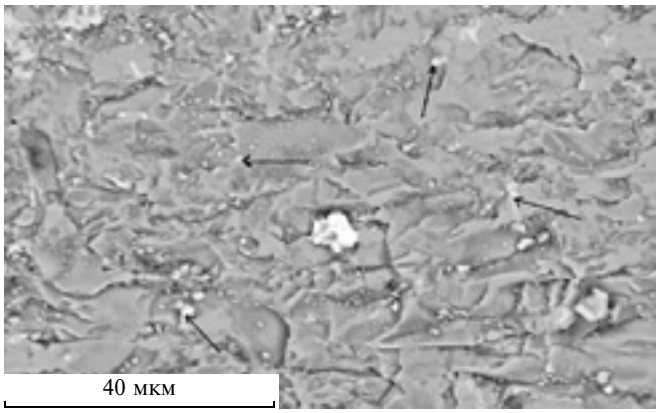


Рис. 4. Поверхность локального участка после введения присадок из хрома

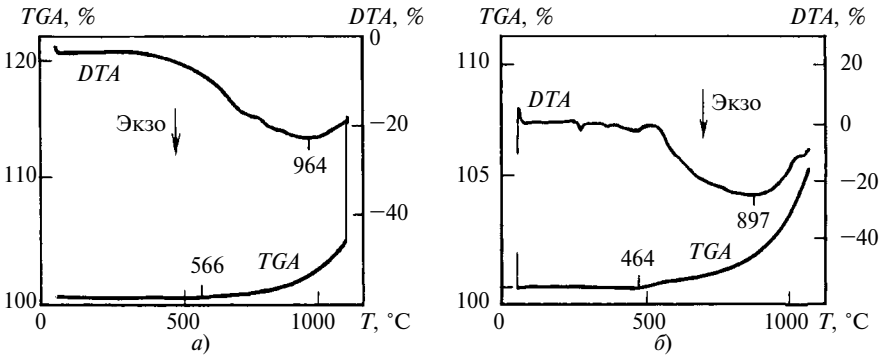


Рис. 5. Термогравиграммы локальных участков с хромом (*а*) и без хрома (*б*)

рическому анализу. Полученные данные сравнивали с термогравиграммами локальных участков, не содержащих хром (рис. 5). Видно, что масса образцов, содержащих хром, прибавляется меньше, чем масса титановой матрицы, и они начинают окисляться при более высокой температуре, т. е. обладают большей стойкостью к окислению, чем локальные участки, не содержащие хром.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Формирование** карбидных фаз на катодно-поляризованной поверхности титана / П. С. Гордиенко, В. А. Достовалов, И. Г. Жевтун и др. // Коррозия: материалы, защита. 2009. № 7. С 1—5.

2. **Жевтун И. Г., Гордиенко П. С., Достовалов В. А.** Повышение износостойкости титановых сплавов путем формирования на поверхности локальных участков карбида титана // Перспективные материалы. Специальный выпуск (13). 2011. С. 309—313.

3. **Состав** и структура углеродсодержащих локальных участков, формируемых на титановых сплавах в электролитах / П. С. Гордиенко, И. Г. Жевтун, В. А. Достовалов и др. // Вестник машиностроения. 2012. № 2. С. 52—55.

4. **Косолапова Т. Я.** Карбиды. М.: Металлургия, 1968. 300 с.

5. **Roach J. D.** Effect of chromium on the oxidation resistance of titanium carbide // Electrochemical Society. 1951. V. 98. N 4. P. 160—165.

6. **Engel W. J.** Bonding investigations of titanium carbide with various elements. NACA // Technical Note. 1950. N 2187.

УДК 621.67

В. Ю. АЛЕКСАНДРОВ, К. К. КЛИМОВСКИЙ, кандидаты технических наук, В. В. КАРПУШИН (ЦИАМ им. П. И. Баранова), e-nail: alexandrov@ciam.ru

Регулирование режимов работы центробежных насосов

Рассмотрены способы регулирования режимов работы насосов системы подачи топлива в авиационные двигатели, дан их сравнительный анализ.

Ключевые слова: двигатель, подача топлива, насос, напор, КПД насоса, кавитация, расход жидкости.

Control methods of operational conditions of aircraft engine fuel feed system pumps were examined. The comparative analysis of these pumps was presented.

Keywords: engine, fuel feed, pump, head pressure, efficiency of pump, cavitation, fluid consumption.

Регулирование работы насосов рассматривалось, например, в работах [1, 2], однако достаточно глубоких исследований и тем более сравнительного анализа преимуществ и недостатков разных способов регулирования не проводилось. Поэтому до сих пор остается актуальным вопрос эффективного регулирования работы насосов в системах подачи рабочих тел потребителю как в общепромышленных отраслях, так и в авиационных и ракетных двигателях энергетических систем оборонного и космического назначения.

В статье рассматриваются способы рационального регулирования работы насосов центробежного типа в системах подачи горючего в камеры сгорания высокоэффективных авиационных двигателей. Цель регулирования — обеспечить требуемый напор насоса в широком диапазоне изменения расхода горючего при минимальном воздействии на работу насоса отрицательных факторов: сильного нагревания прокачиваемого горючего, развития кавитации, непроизводительных потерь подводимой энергии и т. п. Для обеспечения заданного массового расхода горючего (далее рабочей жидкости) при его подаче через сеть потребителю напор насоса должен быть равен ее гидравлическому сопротивлению, т. е. должно выполняться условие:

$$H = \xi \frac{c^2}{2} = H_c, \qquad (1)$$

где H — напор насоса; ξ — коэффициент гидравлического сопротивления; c — скорость рабочей жидкости; H_c — напор (гидравлическое сопротивление) сети.

Условие (1) устойчивой работы насоса должно соблюдается автоматически при любом расходе рабочей жидкости. Каждый режим работы насоса соответствует определенному положению дросселя и подчиняется закону: $H_c = \varphi G^2$, где G — массовый

расход жидкости в единицу времени; φ — коэффициент пропорциональности. Считается, что плотность жидкости при перекачивании остается неизменной, поэтому можно записать: $H_c = \psi Q^2$, где Q — объемный расход жидкости в единицу времени; ψ — коэффициент пропорциональности.

Основной фактор, препятствующий регулированию, — нагревание жидкости при ее малом расходе и постоянной частоте вращения рабочего колеса. В ряде случаев нагревание приводит к коксованию более тяжелых фракций рабочей жидкости и, как следствие, забиванию подающих трубопроводов вязкими и даже твердыми частицами этих фракций. Жидкость нагревается, в основном, вследствие гидравлических потерь при энергетическом взаимодействии сети и установленного в ней насоса. В этом взаимодействии основное значение имеет гидравлическое сопротивление собственно сети, которое, как правило, определяется дросселем, расположенным обычно в выходном трубопроводе, или поворотной заслонкой, как на испытательном стенде, либо другими регулирующими или сменными элементами — в зависимости от условий работы насоса. Рабочие режимы насоса, которые определяются сетью и, следовательно, накладываются на ее характеристики, дают зависимость, называемую напорной характеристикой насоса. Этим режимам соответствует полный (мощностный) КПД, называемый η-характеристикой.

Характеристика сети при фиксированном положении дросселя автономна и не зависит от таких факторов воздействия, как тип и параметры насосов, развития кавитации при перекачивании рабочей жидкости, частичных поломок лопаток рабочего колеса и т. п. В любом случае режим работы насоса будет находиться в пределах характеристики сети, смещаясь лишь вдоль нее.

Наиболее удобно, особенно для обобщения, рабочие характеристики насоса строить в относительных координатах: $\overline{H} = \overline{H}(\bar{c}_{1m})$, где $\bar{c}_{1m} = c_{1m}/u_{1\text{ср}}$; c_{1m} — расходная (меридианальная) скорость; $u_{1\text{ср}}$ — окружная скорость точки, находящейся на середине входной кромки лопатки колеса. Полный КПД насоса определяем по формуле $\eta = \eta(\bar{c}_{1m})$, где η — мощностный (полный) КПД насоса. Приведенную характеристику обычно называют энергетической характеристикой насоса.

Выше указывалось, что проблемой регулирования работы насоса при малых расходах рабочей жидкости является ее нагревание, а точнее коксование горючего и развитие кавитации. Величину повышения температуры рабочей жидкости при перекачивании можно определить следующим образом. Энергия, затрачиваемая насосом на перекачивание 1 кг рабочей жидкости, делится на полезную энергию, обеспечивающую получение полного давления на выходе насоса, и энергию, компенсирующую гидравлические, объемные и механические потери в насосе. Последняя диссипирует, превращаясь в теплоту, которая и идет на нагревание жидкости.

Тепловые потери энергии определяются выражением $\Delta i_{\text{наг}} = \Delta i_\Sigma - \Delta i$, где Δi_Σ — разность энтальпий на входе в насос и выходе из него; Δi — разность энтальпий, эквивалентная полезной работе. Механические потери определяются выражением $\Delta i_{\text{наг}} = H_\Sigma - H = H_\Sigma(1 - \eta)$, где H_Σ — полная энергия, подведенная к насосу, затрачиваемая на перекачивание 1 кг рабочей жидкости; H — полезная энергия (напор).

Так как $H_\Sigma = H/\eta$, то $\Delta i_{\text{наг}} = H\left(\frac{1}{\eta} - 1\right)$ или

$$\Delta T = \frac{H}{C_{\text{ж}}}\left(\frac{1}{\eta} - 1\right), \qquad (2)$$

где $C_{\text{ж}}$ — теплоемкость жидкости.

Выражение (2) удобно тем, что непосредственно связано с характеристиками насоса и позволяет легко оценить величину ΔT нагревания жидкости.

Существуют разные способы регулирования работы насосов. Есть способы, включающие внесение конструктивных изменений в насос в процессе его работы: поворот лопаток входного аппарата и языка спирального отвода; поворот лопастей колеса; изменение сечения горла отвода шибером; установка перегородок в межлопаточных каналах рабочего колеса; изменение площади сечения колеса непосредственно при входе в его лопаточный венец. Есть способы прямого воздействия на характерные параметры насоса — расход жидкости и напор насоса, посредством дросселирования, изменения частоты вращения, замкнутой рециркуляцией жидкости. Рассмотрим способы регулирования, которые прошли экспериментальную проверку и могут быть применены на практике.

1. Регулирование работы насоса дросселированием на выходе

На практике регулирование работы насоса осуществляется изменением положения дросселя в выходном тракте. Типичные напорная характеристика и η-характеристика насоса приведены на рис. 1. Видно, что при коэффициенте расхода больше оптимального, т. е. при $\bar{c}_{1m} > \bar{c}_{1m\,\text{опт}}$, напор резко падает, что объясняется уменьшением сопротивления сети (дроссель на выходе открывается). При уменьшении коэффициента $\bar{c}_{1m}$ коэффициент $\overline{H}$ напора практически не изменяется, а η-характеристика резко падает. С учетом приве-

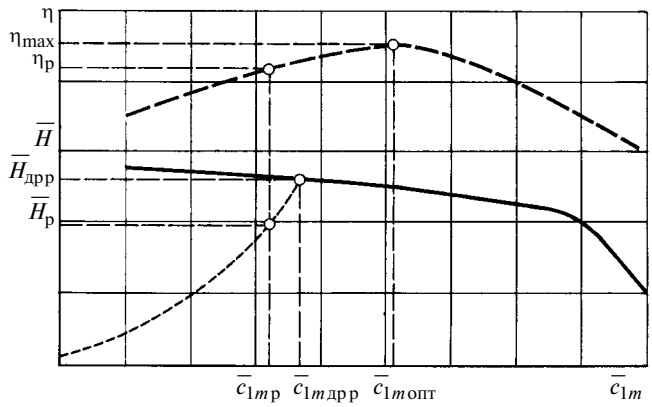


Рис. 1. Напорная $\bar{H}$ характеристика и η-характеристика центробежного насоса

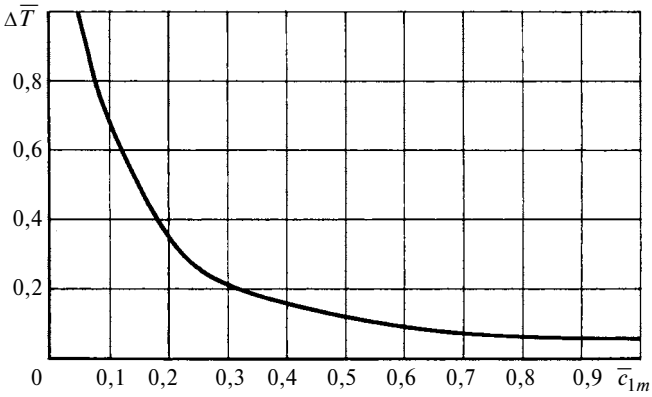


Рис. 2. Зависимость относительного нагревания $\Delta\bar{T}$ жидкости от коэффициента $\bar{c}_{1m}$ расхода

денных характеристик согласно формуле (2) можно заключить, что нагревание жидкости в области $\bar{c}_{1m} < \bar{c}_{1m\,\text{опт}}$ будет резко расти (рис. 2).

2. Комбинированное регулирование работы насоса

Чтобы уменьшить нагревание жидкости, снижают напор, сочетая общепринятый способ дросселирования с уменьшением частоты вращения рабочего колеса. В этом случае снижение напора $\bar{H}$, пропорциональное квадрату частоты ω вращения, не должно приводить к уменьшению полного давления на выходе насоса по сравнению с требуемым на всех регулируемых по расходу $\bar{c}_{1m}$ жидкости рабочих режимах.

При переходе с оптимального режима ($\bar{c}_{1m\,\text{опт}}$) на промежуточный режим с меньшим расходом рабочей жидкости (см. рис. 1), пользуясь η-характеристикой насоса, нужно найти значение $\eta_\text{р}$, соответствующее величине $\bar{c}_{1m\,\text{р}}$. Зная допустимое значение ΔT, по формуле (2) определить коэффициент напора $\bar{H}_\text{р} = \Delta T c_\text{р}\eta_\text{р}/(1 - \eta_\text{р})$. Далее по известным значениям $\bar{c}_{1m\,\text{р}}$ и $\bar{H}_\text{р}$ определить коэффициент $K = H_\text{р}/c^2_{1m\,\text{р}}$ параболы, проходящей через точку $\bar{H}_\text{р}$.

Считаем, что известно уравнение левой ветви напорной характеристики насоса, которую можно аппроксимировать в виде $\bar{H}_\text{др} = \varphi(\bar{c}_{1m\,\text{др}})$, где $\bar{H}_\text{др}$ и $\bar{c}_{1m\,\text{др}}$ — коэффициенты напора и расхода, соответствующие напорной характеристике насоса, полученной дросселированием выходного тракта. Найдем точку пересечения характеристики сети, на которой лежат параметры $\bar{c}_{1m\,\text{р}}$ и $\bar{H}_\text{р}$, с напорной характеристикой насоса. Очевидно, что в этой точке $\bar{H}_{\text{др р}} = K\bar{c}^2_{1m\,\text{др р}}$.

Поскольку $\bar{H}_{\text{др р}} = \varphi(\bar{c}_{1m\,\text{др р}})$, то

$$K = \psi(\bar{c}_{1m\,\text{др р}}). \qquad (3)$$

Из равенства (3) определяем значение $\bar{c}_{1m\,\text{др р}}$, на которое нужно вывести выходной дроссель. Новую частоту вращения рабочего колеса, соответствующую выбранному по $\bar{c}_{1m\,\text{р}}$ режиму, найдем по формуле $n_\text{р} = n_\text{др}\sqrt{\bar{H}_\text{р}/\bar{H}_{\text{др р}}}$. Все параметры указаны на рис. 1.

Если напор насоса, соответствующий допустимому нагреву, оказывается меньше требуемого для сохранения полного давления на выходе насоса, необходимо повысить давление перед насосом.

3. Регулирование работы насоса дросселированием на входе

Способ весьма прост и не требует специального пояснения. Однако у него есть два существенных недостатка: неравномерность параметров потока жидкости на входе в насос и развитие кавитации вследствие падения давления за дросселем. Оба недостатка могут привести к серьезным нарушениям работы не только насосной системы, но и двигателя, к тому же нагрев жидкости остается примерно таким же, как и при дросселировании на выходе. Поэтому данный способ можно применять только при невозможности установить регулировочный дроссель в выходном трубопроводе системы или при существенном ограничении диапазона регулирования по расходу.

4. Регулирование работы насоса рециркуляцией жидкости

В этом способе различают два случая.

1. Перепуск части высоконапорной жидкости, отбираемой за рабочим колесом или насосом, в об-

ласть входа в насос, что обеспечит нужный потребителю уменьшенный расход жидкости. При этом в соответствии с характеристикой сети снижается напор и, следовательно, уменьшается нагрев жидкости. Однако высоконапорная жидкость, поступающая на вход насоса в количестве, соизмеримом с количеством рабочей жидкости, имеет достаточно высокую температуру и, смешиваясь с рабочей жидкостью, существенно нагревает ее, что помимо снижения объемного КПД насоса приводит к нежелательному развитию кавитации.

2. Перепуск высоконапорной жидкости на вход в приводящую насос гидротурбину, где, совершив полезную работу и охладившись, жидкость возвращается на вход в насос. По идее это самый рациональный способ, так как энергия перепускаемой жидкости превращается в часть полезной работы турбины и благодаря остаточному давлению повышает входное давление, препятствуя появлению кавитации. К сожалению, рациональность этого способа теряется в связи с необходимостью регулирования работы самой гидротурбины, что достаточно сложно, и конструктивных усложнений.

5. Ступенчатое регулирование работы насоса

Этот способ, предложенный и проверенный авторами опытным путем, поясняет рис. 3. Он заключается в следующем.

Во входной части рабочего колеса *1* насоса, лопатка *2* которого разделена перегородкой *5*, образующей две полости межлопаточных каналов, неподвижно на корпусе *3* насоса закреплен полый цилиндр *4*. Поверхность цилиндра частично перекрывает входное сечение лопатки *2*. При таком

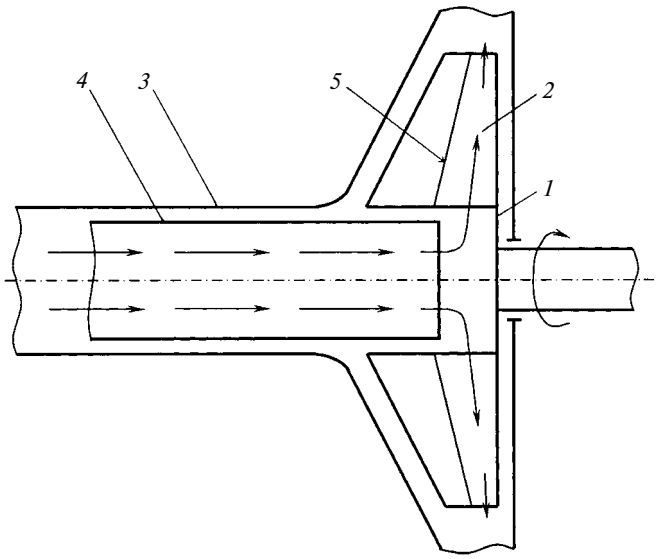


Рис. 3. Схема ступенчатого регулирования:
1 — рабочее колесо; *2* — лопатка колеса; *3* — корпус насоса; *4* — цилиндр; *5* — перегородка

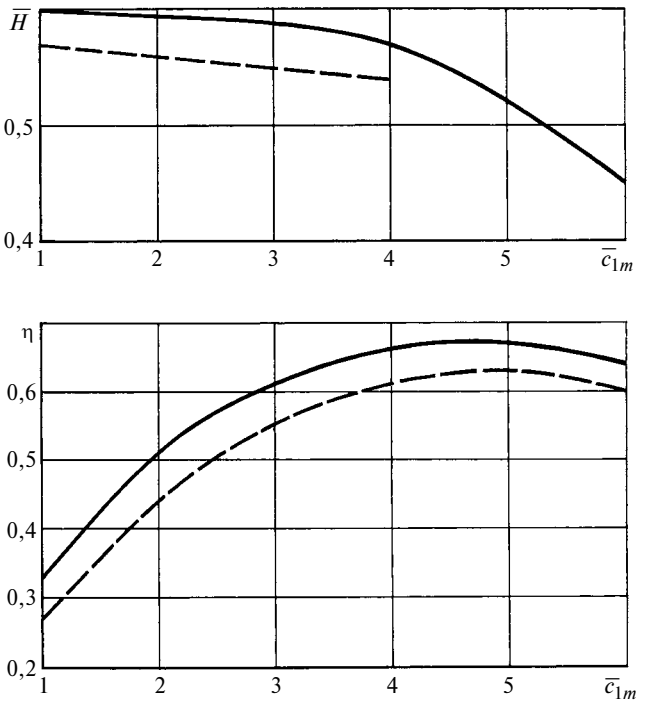


Рис. 4. Напорная $\bar{H}$ характеристика и η-характеристика насоса при ступенчатом регулировании

положении цилиндра снимают обычную энергетическую характеристику насоса посредством выходного дросселя. Затем цилиндр последовательно смещают в сторону ведущего диска колеса, перекрывая все большую часть сечения, и каждый раз снимают новую характеристику. Границы характеристик представлены на рис. 4. Каждая последующая характеристика начинается с меньшего расхода. Напорные характеристики, если отбросить вертикальные ветви, связанные с запиранием сечения из-за образования парожидкостной среды и падения скорости звука, почти не расходятся, по крайней мере, в области $\bar{c}_{1m} < \bar{c}_{1m\,\text{опт}}$, а напор $\bar{H}$ насоса при малых значениях $\bar{c}_{1m}$ можно считать практически неизменным. В отличие от напорных характеристик η-характеристики заметно различаются, что приводит к увеличению затраченной энергии $\bar{H}/\eta$ и, следовательно, повышению нагрева жидкости. На рис. 5 приведены зависимости (линии *1—5*) величины $\bar{H}/\eta$ от относительного коэффициента $\bar{c}_{1m}$ расхода. Видно, что с уменьшением расхода затраченная работа $\bar{H}/\eta$ увеличивается, нагрев жидкости повышается. При этом, чем больше перекрыто сечение, тем меньше нагрев. С учетом значений КПД нагрев жидкости при максимальном перекрытии сечения и оптимальном режиме составляет ≈65 % от нагрева, полученного при том же значении $\bar{c}_{1m}$, и отсутствии перекры-

тия входного сечения. При достаточно малых значениях $\bar{c}_{1m}$, когда скоростные напоры мало различаются между собой, доля гидравлических потерь становится незначительной, разность нагрева при переходе от ступени к ступени становится весьма малой.

Наличие перегородки в рабочем колесе позволяет при регулировании как бы заменить одно колесо почти столь же совершенным другим колесом, спроектированным на меньший расход жидкости. При переходе в область малых расходов передняя полость лопаточного венца может быть сразу полностью закрыта. Если этого недостаточно, то дальнейшее регулирование будет связано с перекрытием лишь второй полости, что будет сопровождаться меньшими потерями на удар по сравнению с колесом без перегородки.

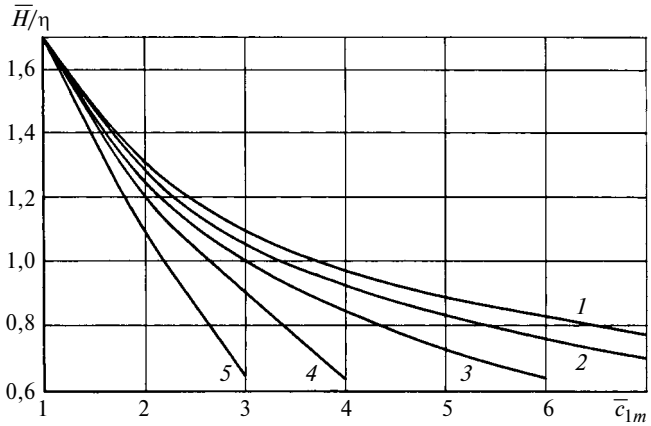


Рис. 5. Зависимости коэффициента $\bar{H}/\eta$ затраченной работы от коэффициента $\bar{c}_{1m}$ при разной степени перекрытия сечения:
1 — без перекрытия; *5* — максимальное перекрытие

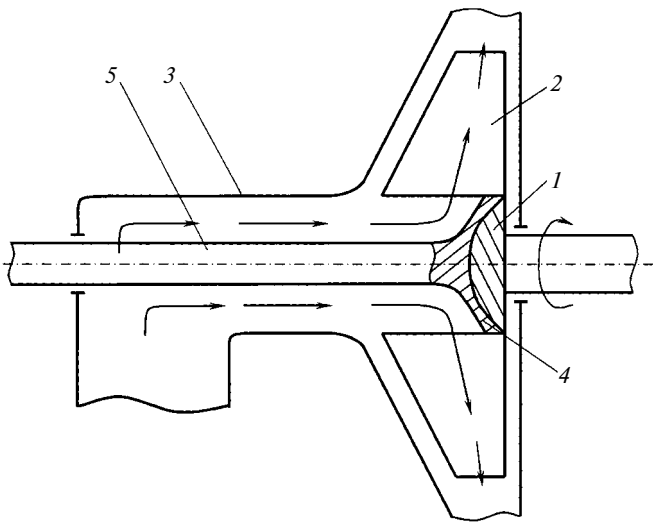


Рис. 6. Схема плавного регулирования:
1 — рабочее колесо; *2* — лопатка колеса; *3* — корпус насоса; *4* — регулирующий элемент; *5* — шток

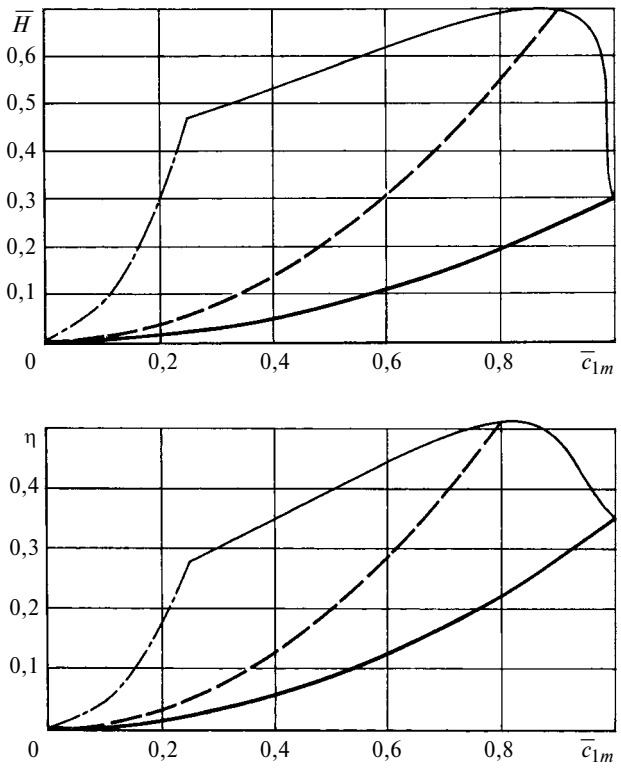


Рис. 7. Напорная $\bar{H}$ характеристика и η-характеристика насоса при плавном регулировании элементом "тюльпан" и трех фиксированных положениях выходного дросселя

Способ предложен и экспериментально исследован авторами. Он является разновидностью рассмотренного способа, но отличается от него плавным и непрерывным регулированием в процессе работы насоса. Для этого регулирующий элемент выполняют в виде "тюльпана", рабочая поверхность которого идентична внутренней поверхности ведущего диска рабочего колеса (рис. 6). Перекрытие входного сечения лопатки осуществляется плавно при вращающемся колесе, причем "тюльпан" может двигаться в обе стороны. На рис. 7 приведены характеристики насоса, полученные при трех фиксированных положениях (линии) выходного дросселя путем непрерывного изменения входного сечения лопаток с помощью "тюльпана". Начальные точки полученных характеристик лежат на напорной характеристике и η-характеристике насоса, полученных дросселированием. Так как каждую из трех характеристик снимали при фиксированном положении выходного дросселя, то напор должен был изменяться точно в соответствии с параболическим законом: $\bar{H} = K\bar{c}_{1m}^2$, что и подтвердил опыт.

На рис. 8 дано сравнение нагрева ΔT (в относительных величинах) жидкости при регулировании работы насоса выходным дросселем и перекрытием входного сечения "тюльпаном". Видно, что даже при очень малых значениях $\bar{c}_{1m}$ нагрев в послед-

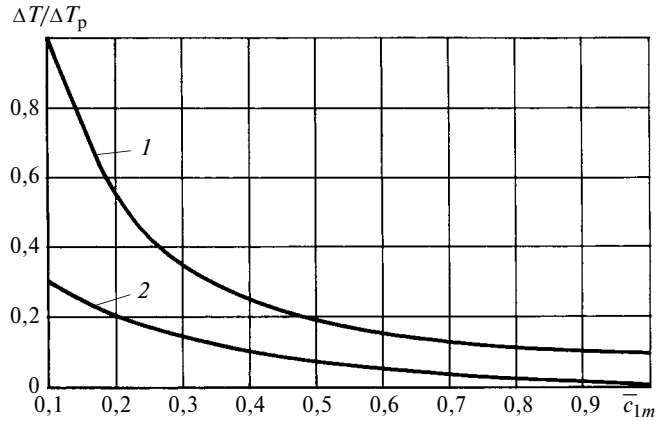


Рис. 8. Зависимости отношения нагрева ΔT вдоль характеристики насоса к нагреву $\Delta T_р$ на расчетном режиме при плавном регулировании выходным дросселем (линия *1*) и "тюльпаном" (линия *2*) от коэффициента $\bar{c}_{1m}$

нем случае примерно на порядок меньше, чем при традиционном регулировании выходным дросселем. Это объясняется тем, что КПД насоса изменяется примерно по тому же закону, что и напор, а абсолютное значение η в области достаточно малых величин $\bar{c}_{1m}$ почти не меняется, и нагрев жидкости в этой области незначителен.

Можно сказать, что данный способ значительно выгоднее регулирования входным дросселем. В отличие от других способов регулирования в данном случае ни на одном режиме работы насоса не требуется снижения частоты вращения колеса (ротора двигателя), важно лишь следить за изменением полного давления при выходе из насоса, которое может оказаться меньше потребного и для его восполнения придется повышать давление на входе в насос.

Сравнение рассмотренных способов регулирования показало, что наиболее рациональным является способ непрерывного (плавного) изменения сечения на входе в лопаточный венец рабочего колеса с помощью "тюльпана".

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ломакин А. А.** Центробежные и осевые насосы. М.-Л.: Машиностроение, 1966.

2. **Авиационные** центробежные насосные агрегаты / Л. С. Аринушкин, Р. Б. Абрамович, А. Ю. Полиновский и др. М.: Машиностроение, 1967.

УДК 621.825:621.318

А. Я. КРАСИЛЬНИКОВ, д-р техн. наук (УрФУ им. Б. Н. Ельцина, г. Екатеринбург), А. А. КРАСИЛЬНИКОВ (ОАО "СвердНИИхиммаш", г. Екатеринбург), e-mail: krasilnikov1951@yandex.ru

Расчет силы взаимодействия высококоэрцитивных постоянных магнитов в полумуфтах магнитной муфты при разборке герметичного оборудования

Определены силы взаимодействия (разрыва) постоянных высококоэрцитивных магнитов из сплавов редкоземельных элементов при разъединении полумуфт цилиндрической магнитной муфты вертикального насоса.

Ключевые слова: герметичное оборудование, магнитная муфта, высококоэрцитивные магниты, сила разрыва, редкоземельный химический элемент.

Interface forces (interruption thrusts) of constant hlgh-coercivity rare-earth alloys magnets in half coupling disengagement of vertical pump cylindrical magnetic coupling are defined.

Keywords: pressure-tight facility, magnetic coupling, high-coercivity magnets, interruption thrust, rare-earth chemical element.

В атомной промышленности в различных технологических процессах широко используют герметичное оборудование, в состав которого входит цилиндрическая магнитная муфта с высококоэрцитивными постоянными магнитами из сплавов редкоземельных элементов, таких как неодим—железо—бор (Nd—Fe—B) и самарий—кобальт (Sm—Co), или оксидно-бариевыми магнитами. Магнитная муфта состоит из наружной и внутренней магнитных полумуфт. Крутящий момент передается за счет сил взаимодействия постоянных магнитов в полумуфтах. При обслуживании герметичного оборудования необходимо выполнять его разборку, при которой осуществляется разделение ведущих и ведомых частей, т. е. преодолеваются силы взаимодействия постоянных магнитов в полумуфтах. Рассмотрим данную проблему на примере модернизированного герметичного вертикального радиохимического насоса ВГМ-3/3О (объемная подача — 3 м^3/ч, напор — 30 м).

Насос ВГМ-3/30 (рис. 1) по принципу действия относится к вихревым насосам с рабочим колесом закрытого типа. Основные части насоса: рабочая головка *8*; пробка *4* с проходящим через нее промежуточным валом; гильза *5* со стаканом *12*, опирающимся на внутренний выступ гильзы; электро-

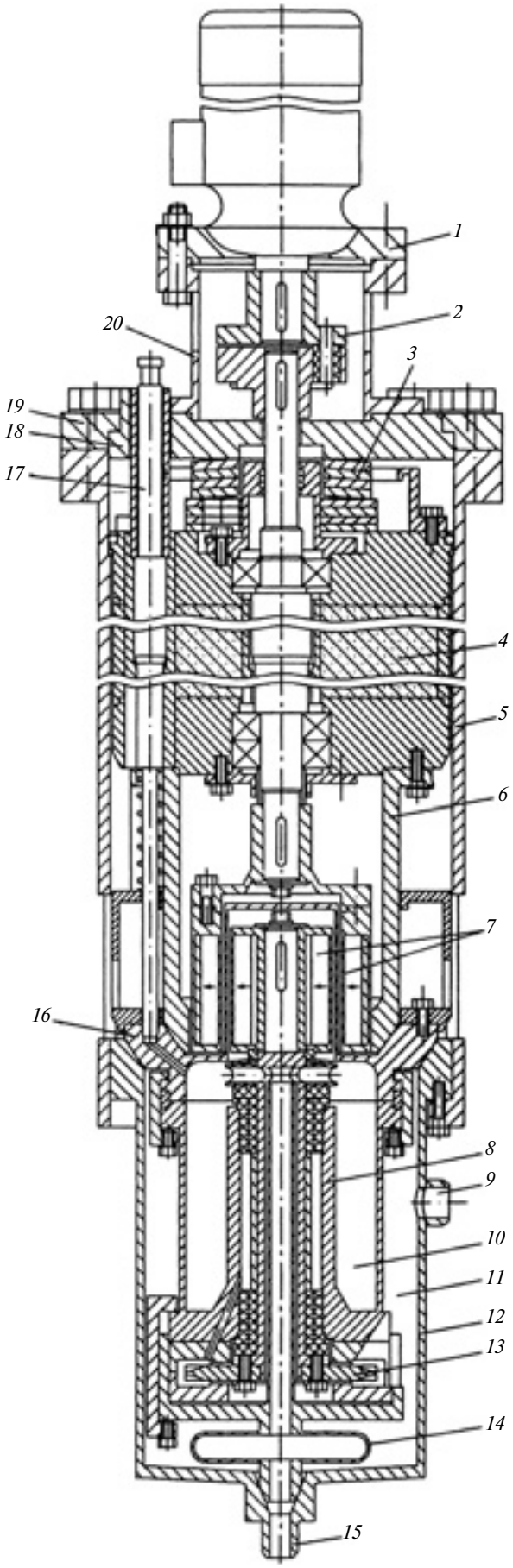


Рис. 1. Насос ВГМ-3/30 (модернизированный насос ВГ-3/30)

двигатель *1* (асинхронный или постоянного тока). Рабочая головка *8* размещается в стакане *12*, который имеет всасывающий *15* и напорный *9* патрубки. Головка прижимается к конической поверхности стакана через упор *6*, пробку *4*, комплект тарельчатых пружин *3*, крышку *18* и фланец *19* болтами. Двигатель закреплен на стойке *20*, установленной на крышке *18*. Вал двигателя соединяется с промежуточным валом упругой муфтой *2*. Фиксатор *17* определяет взаимное положение пробки и рабочей головки. Нижний конец фиксатора является пробкой для отверстия в герметичной полости насоса (в экране *16* рабочей головки). При монтаже и наладке это отверстие используется для проверки герметичности полости и первоначальной заливки жидкости в насос. Герметичность насоса обеспечивается магнитной муфтой *7*, передающей вращение через экран *16* (изготовлен из слабомагнитного материала — стали 12Х18Н10Т). Ведущая полумуфта закреплена на промежуточном валу, ведомая — на валу рабочей головки, который вращается в подшипниках скольжения, выполненных из силицированного графита и смазываемых перекачиваемой жидкостью. Полый вал головки заканчивается всасывающим патрубком, который соединяется со всасывающим патрубком *15* стакана уплотнением типа "шар—конус". Усилие прижима обеспечивается упругим элементом в виде полутора *14*.

Насос работает следующим образом. Перекачиваемая жидкость из всасывающего трубопровода поступает в патрубок *15*, далее через патрубок полого вала головки во всасывающую полость *10* насоса и в рабочий канал. Жидкость разгоняется рабочим колесом *13* и выбрасывается в напорную полость *11*, образованную наружной поверхностью головки *8* и внутренней поверхностью стакана *12*, затем через напорный патрубок *9* в напорный трубопровод. При выключении насоса жидкость из напорного трубопровода через насос стекает в питающий бак, а в полости насоса остается определенное количество жидкости, необходимое для повторного запуска насоса, т. е. для работы в режиме самовсасывания. При работе насоса в этом режиме оставшаяся в нем жидкость вытесняется в напорную полость, а в рабочем канале образуется вращающаяся жидкостно-воздушная смесь, которая захватывает воздух, поступающий из всасывающего трубопровода, и выносит его в напорную полость и далее в напорный трубопровод. Жидкость в напорной полости препятствует обратному проникновению воздуха во всасывающую полость. Разрежение во всасывающем трубопроводе постепенно увеличивается, поднимающаяся по нему жидкость (происходит засасывание жидкости) заполняет полости насоса, который выходит на рабочий режим. Для первоначального пуска в насос должно быть

залито 2÷2,5 л жидкости (питьевая или техническая вода). Насос устанавливается в бетонном перекрытии [1].

Данный насос отличается от герметичных насосов других типов, выпускаемых заводами Российской Федерации, наличием магнитной муфты и защитной пробки. Максимальный крутящий момент, передаваемый муфтой, должен превышать действующие при работе крутящие моменты от сил сопротивления — трения, нагрузки и инерции, в противном случае возможен разрыв магнитной связи между полумуфтами.

Разбирают насос в такой последовательности: снимают электродвигатель *1* с ведущей полумуфтой упругой муфты *2*; стойку *20*; защитную пробку *4* с ведомой полумуфтой упругой муфты *2*; фланец *19*, крышку *18* и пружины *3*. При снятии пробки *4* рабочая головка *8* должна оставаться в насосе, т. е. вес рабочей головки должен быть больше сил взаимодействия постоянных магнитов (силы направлены вдоль оси вращения рабочего колеса *13* насоса), наружной и внутренней полумуфт муфты *7*. Если головка будет извлечена из насоса вместе с пробкой, это приведет к загрязнению окружающей среды радиоактивными растворами, что недопустимо. Рабочую головку извлекают из насоса последней, помещают в специальный контейнер и отправляют на "отмывку", а затем на техническое обслуживание.

На стадии конструкторской разработки такого герметичного оборудования необходимо рассчитать силу взаимодействия высококоэрцитивных постоянных магнитов (силу разрыва) полумуфт и на основании этого расчета определить вес рабочей головки.

Силы взаимодействия пары одинаковых высококоэрцитивных постоянных магнитов (Nd—Fe—B или Sm—Co), имеющих форму прямоугольных призм, с учетом магнитопроводов [2] рассчитывают по уравнению

$$f_x = \frac{B_r^2}{16\pi\mu_0}\sum_{i=1}^{16}\left[t_i u_i \operatorname{arctg}\left(\frac{s_i t_i}{u_i q_i}\right) - s_i t_i \operatorname{arth}\left(\frac{t_i}{q_i}\right) - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{2}(t_i^2 - u_i^2)\operatorname{arth}\left(\frac{s_i}{q_i}\right) + \frac{1}{2}s_i q_i\right], \qquad (1)$$

где $B_r = \mu_0 J$ — остаточная индукция магнита, Тл; параметры s_i, t_i, u_i приведены в таблице [2]; $q_i = \sqrt{s_i^2 + t_i^2 + u_i^2}$; $\mu_0 = 4\pi 10^{-7}$ — магнитная постоянная; J — намагниченность магнита наружной полумуфты (намагниченности магнитов наружной и внутренней полумуфт равны), А/м.

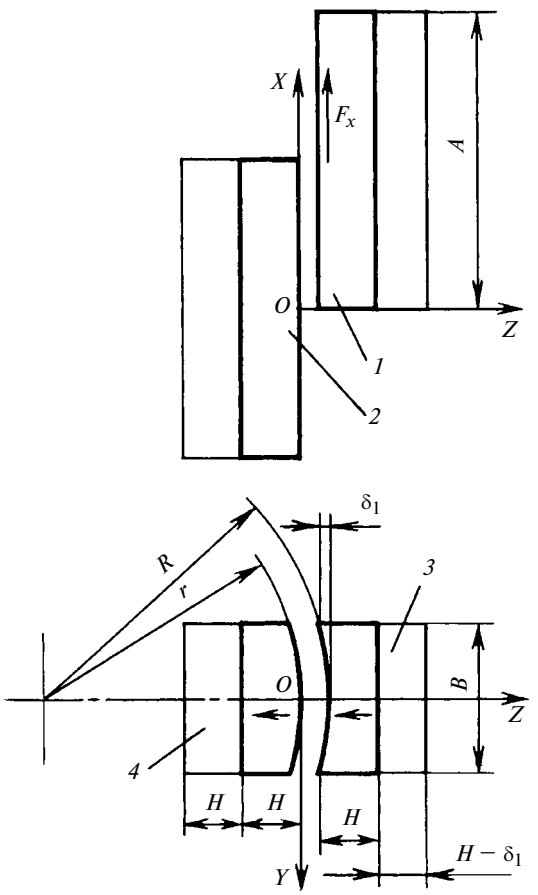


Рис. 2. Схема расположения высококоэрцитивных постоянных магнитов в цилиндрической магнитной муфте при разборке радиохимического насоса:
1 и *2* — магниты соответственно наружной и внутренней полумуфт; *3* и *4* — магнитопроводы; *R* и *r* — соответственно внутренний радиус наружной и наружный радиус внутренней полумуфт по магнитам; *O* — центр правого полюса внутреннего магнита; *X*, *Y*, *Z* — оси координат; стрелками показано направление намагничивания

Значения переменных s_i, t_i, u_i

i	s_i	t_i	u_i
1	$2x + a + A$	$2y + b + B$	$2z$
2	$2x - a - A$	$2y + b + B$	$2z$
3	$2x - a + A$	$2y + b - B$	$2z$
4	$2x + a - A$	$2y + b - B$	$2z$
5	$2x - a + A$	$2y - b + B$	$2z$
6	$2x + a - A$	$2y - b + B$	$2z$
7	$2x + a + A$	$2y - b - B$	$2z$
8	$2x - a - A$	$2y - b - B$	$2z$
9	$-2x - a + A$	$-2y + b + B$	$-2z$
10	$-2x + a - A$	$-2y + b + B$	$-2z$
11	$-2x + a + A$	$-2y + b - B$	$-2z$
12	$-2x - a - A$	$-2y - b + B$	$-2z$
13	$-2x + a + A$	$-2y - b + B$	$-2z$
14	$-2x - a - A$	$-2y - b + B$	$-2z$
15	$-2x - a + A$	$-2y + b - B$	$-2z$
16	$-2x + a - A$	$-2y - b - B$	$-2z$

Схема расположения магнитов в цилиндрической магнитной муфте показана на рис. 2. Сила взаимодействия пары одинаковых магнитов равна сумме четырех сил взаимодействия полюсов: $F_x = f_x(x, z) - f_x(x, z + 2(H - \delta_1)) + f_x(x, z + 2(H - \delta_1) + 2H) - f_x(x, z + 2H)$, где x, y, z — смещения (координаты) центра левого полюса магнита *1*, м; δ_1 — глубина шлифования магнита *1*, расположенного в наружной полумуфте, м.

При определении координат полюсов магнита *1* с магнитопроводом *3* сделано допущение — магнит имеет форму призмы. Реально магнит в муфте шлифуется на величину $\delta_1 = R - \sqrt{R^2 - (0{,}5B)^2}$.

Общая сила взаимодействия высококоэрцитивных постоянных магнитов (сила разрыва) полумуфт рассчитывается по формуле

$$F = NF_x, \qquad (2)$$

где N — число магнитов в полумуфте (наружной или внутренней).

Максимальная сила F_x взаимодействия магнитов наблюдается при смещении правого магнита относительно левого (см. рис. 2) на половину размера A, т. е. $A/2$ ($x = A/2$, $y = 0$, $z = R - r$).

Результаты расчета по формуле (2) проверяли на магнитной муфте радиохимического насоса ГЦВН-10/30 (герметичный, центробежный, вертикальный, объемная подача — 10 м^3/ч, напор 30 м). Магнитная муфта имела параметры: $R = 0{,}044$ м; $r = 0{,}04$ м; $A = 0{,}05$ м; $B = 0{,}025$ м; $H = 0{,}01$ м; $\delta_1 = 0{,}00181$ м; $H - \delta_1 = 0{,}00819$ м; $N = 8$; $B_r = 0{,}98$ Тл (магниты, изготовленные предприятием ООО "ПОЗ-ПРОГРЕСС", г. Верхняя Пышма, из сплава редкоземельных элементов Ч36Р (Nd—Fe—B) по ТУ 48-4-543—90, относятся к третьей группе). Подставим данные в формулу (2) и при $x = A/2 = 0{,}025$ м, $y = 0$, $z = R - r = 0{,}004$ м получим $F = 361$ Н. Экспериментально получено $F_о = 309$ Н. Расчетные данные превышают экспериментальные на 14,4 %. Вес рабочей головки насоса (500 Н) по сравнению с расчетным увеличен на том основании, что постоянные высококоэрцитивные магниты из сплава Nd—Fe—B изготовляют с температурой термостабилизации (рабочая) 120 °С. Максимальная остаточная индукция таких магнитов $B_r = 1{,}15$ Тл, а рассчитанная сила $F = 497$ Н. При поступлении на сборку магнитов с B_r до 1,15 Тл будет обеспечена гарантированная разборка насоса (головка останется в насосе).

В настоящее время многие предприятия производят постоянные высококоэрцитивные магниты из сплава Nd—Fe—B, но все они сортируют магниты на группы по остаточной индукции, а предприятиям-заказчикам выдают сертификаты, в которых указан диапазон остаточной индукции магнитов всей партии. Сравнивали значение F, рассчитанное по формуле (2) для таких магнитов (изготовлены ФГУП "Уральский электромеханический завод"), с опытным значением для магнитной муфты К.95.010.100 с параметрами: $R = 0{,}0715$ м; $r = 0{,}0665$ м; $A = 0{,}025$ м; $B = 0{,}02$ м; $H = 0{,}01$ м; $\delta_1 = 0{,}0007$ м; $H - \delta_1 = 0{,}0093$ м; $N = 18$; $B_r = 1{,}12 \div 1{,}13$ Тл. При $B_r = 1{,}12$ Тл, $x = A/2 = 0{,}0125$ м, $y = 0$, $z = R - r = 0{,}005$ м расчетное значение $F = 599{,}5$ Н, опытное — $F_о = 463{,}5$ Н. Расчетные данные больше экспериментальных на 22,7 %. Одной из причин такого расхождения может быть то, что контроль магнитов в партии выполнен выборочно и, возможно, есть магниты с остаточной индукцией, меньше указанной в сертификате. После более качественного контроля магнитов была изготовлена и испытана магнитная муфта К.95.002.100 с параметрами: $R = 0{,}0715$ м; $r = 0{,}0665$ м; $A = 0{,}05$ м; $B = 0{,}02$ м; $H = 0{,}01$ м; $\delta_1 = 0{,}0007$ м; $H - \delta_1 = 0{,}0093$ м; $N = 18$; $B_r = 1{,}12 \div 1{,}13$ Тл. При $B_r = 1{,}12$ Тл, $x = A/2 = 0{,}025$ м; $y = 0$, $z = R - r = 0{,}005$ м расчетное значение составило $F = 761{,}9$ Н, а опытное — $F_о = 717{,}1$ Н. Расчетные данные больше экспериментальных на 6,25 %. Уравнения (1) и (2) решали в пакете программ Excel.

На основании полученных данных при использовании постоянных высококоэрцитивных магнитов, для которых не указана остаточная магнитная индукция, рекомендуется при расчете силы разрыва применять меньшее значение остаточной индукции из указанных предприятием в сертификате на магниты.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Красильников А. Я., Красильников А. А.** Влияние компоновки герметичных насосов с магнитной муфтой на угол рассогласования полумуфт и потери мощности в токопроводящем экране // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2009. № 5. С. 24—27.

2. **Красильников А. Я.** Силовые взаимодействия между полумуфтами и расчет крутящего момента магнитной муфты // Вестник машиностроения. 2000. № 12. С. 12—17.

УДК 625.2.012.3:624.04-50

А. Г. АНДРЕЕВ, канд. техн. наук, А. В. ЩЕПКИН (НТУ Харьковский ПИ, Украина), e-mail: Sah4199@ukr.net

Оптимизация температуры нагревания при сборке соединений с натягом

Предложена оптимизация нагревания деталей типа тел вращения при сборке соединений с натягом.

Ключевые слова: тело вращения, сборка, натяг, нагревание.

Heating optimization of turned components when pressure coupling assembling was offered.

Keywords: body of rotation, assembly, interference, heating.

Одно из перспективных направлений сборки машин и механизмов — применение соединений с натягом, осуществляемое при нагревании охватывающих деталей — тел вращения. Тепловая сборка с помощью индукционно-нагревательных устройств по сравнению с прессовой имеет следующие преимущества: большая статическая прочность соединения; возможность автоматизации процесса; разборка сопрягаемых поверхностей без повреждений, но ее себестоимость выше ввиду большего расхода энергии [1, 2]. Поэтому ее используют для ответственных соединений, например колесных пар рельсового транспорта, соединений компрессоров, нефтепромысловых и металлургических агрегатов и др.

В зависимости от типа нагревателя температурное поле по радиусу нагреваемой детали может изменяться в широких пределах. Необходимо определить распределение температуры, при котором обеспечивается заданное расширение детали и минимизируется сообщаемое ей количество теплоты при ограничении уровня напряжений. Исследовали возможность оптимизации технологического нагрева при установке на вал и снятии с вала шестерни колесной пары маневрового тепловоза ТГМ-40 (рис. 1).

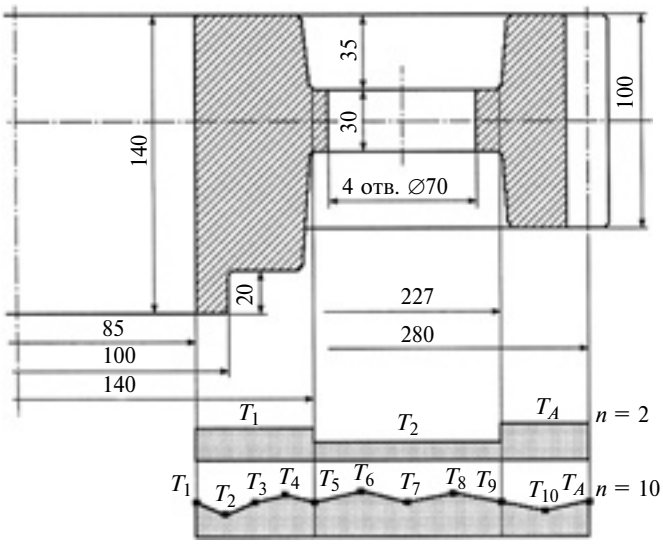


Рис. 1. Шестерня тепловоза и эпюры температур

Для оптимизации использовали метод прямого поиска — метод комплексов, не требующий вычисления производных исследуемой функции [3], который является модификацией симплексного метода Нелдера—Мида и позволяет учитывать ограничения. Задача оптимизации — минимизация функции энергии $W = W(q)$, затрачиваемой на нагрев детали.

Метод оптимизации является итерационным. Полагают известными: число n варьируемых переменных; число m ограничений; начальную точку $q_0 = (q_1, q_2, ..., q_n)$, удовлетворяющую всем ограничениям. Затем создают начальный симплекс, т. е. по формуле $q_k = q_0 \pm [R]\Delta q_0$ находят k точек, удовлетворяющих всем ограничениям. Здесь $[R]$ — матрица размером $n \times n$, элементы диагонали которой содержат случайные числа, распределенные в интервале (0, 1); Δq_0 — матрица, определяющая расстояние между элементами симплекса: при слишком малом ее значении процесс оптимизации удлиняется, при слишком большом — увеличивается время поиска пробных точек, удовлетворяющих всем ограничениям. Далее вычисляют целевую функцию $W(q)$ во всех k точках, причем $k = 2n$ [4].

Итерационная процедура метода комплексов — поиск минимума перемещений по направлению к минимуму внутри области ограничений. Последовательность выполнения процедуры:

1. Найти наихудшую точку q_m симплекса с наибольшим значением функции $W(q)$ и центр q_c остальных $k - 1$ точек: $q_c = \frac{1}{k-1} \sum_{i \neq m} q_i$.

2. Попытаться сместиться от точки q_m и получить при этом точку q_r отражением точки q_m относительно точки q_c, используя коэффициент отражения $\alpha = 1{,}3$, что можно записать как $q_r = (1 + \alpha)q_c - \alpha q_m$.

3. Если точка q_r окажется допустимой, то определить значение функции $W(q_r)$ в этой точке и сравнить его с наибольшим значением — $W(q_m)$. При $W(q_r) > W(q_m)$, т. е. при наиболее плохом значении, полученном ранее, или при не выполнении ограни-

чения, последовательно проверить точки q_{r1}, q_{r2}, ..., ближайшие к центру q_c: $q_r = (1 + \beta\alpha)q_c - \beta\alpha q_m$, где $\beta = \beta_1$, β_1^2, β_1^3, ... Рекомендуемое значение $\beta_1 = 0{,}5 \div 0{,}8$. Если не удается получить новую точку, то следует точку q_m убрать из симплекса и вернуться на первый шаг с меньшим симплексом. При $W(q_r) < W(q_m)$ точку q_m заменить точкой q_r, затем точки и значения функции комплекса снова упорядочить и вернуться на первый шаг.

При проверке сходимости метода используют среднее квадратичное отклонение σ для k значений функции и максимальное расстояние d между двумя точками комплекса:

$$\sigma^2 = \sum_{i=1}^{k} \frac{(W(q_i) - \bar{f})^2}{k}, \text{ где } \bar{f} = \frac{1}{k}\sum_{i=1}^{k} W(q_i).$$

Величины σ и d проверяют на сходимость. Если обе величины достаточно малы, то процедуру поиска минимума заканчивают. В противном случае возвращаются на первый шаг и процедуру повторяют.

Выбор $k = 2n$ и $\alpha = 1{,}3$ является эмпирическим. Первое значение частично предотвращает преждевременное сжатие комплекса. Коэффициент отражения $\alpha > 1$ позволяет расширение комплекса и перемещение в нужном направлении. Перемещения от точки q_r к центру q_c сжимают комплекс. Поэтому комплекс может перемещаться внутри допустимой области вдоль границ и огибать углы в местах пересечения ограничений.

Представим шестерню в виде симметричного диска кусочно-постоянного профиля [5] и рассчитаем напряженно-деформированное состояние методом начальных параметров [6]. Отверстия в диске шестерни не учитываем.

Характеристики материала при нормальной температуре: модуль упругости $E = 0{,}21 \cdot 10^6$ МПа; предел прочности $\sigma = 640$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0{,}33$; плотность $\rho = 7800$ кг/м^3; удельная теплоемкость $c = 460$ Дж/(кг · °С); коэффициент теплопроводности $\lambda = 80$ Вт/(м · °С); коэффициент линейного расширения $\alpha = 11{,}9 \cdot 10^{-6}$ 1/°С; температура окружающей среды $T_0 = 20$ °С.

При сборке температура $T(r)$ не должна превышать 300 °С, при разборке — 400 °С, т. е. шестерня при сборке не должна нагревается выше 320 °С, при разборке — 420 °С. Принимаем допустимое напряжение $\sigma_i = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2 - \sigma_r\sigma_\theta} \leqslant [\sigma]$ в пределах 200÷400 МПа. Предполагаем, что температура по толщине детали постоянна, и параметры, характеризующие материал, не зависят от температуры.

Минимизации подлежит функционал $W = 2\pi\rho c \int_{r_1}^{r_2} T(r) r h(r) \mathrm{d}r$ — количество теплоты, затрачиваемой на нагревание диска, без учета потерь на теплообмен с окружающей средой. Здесь $r_1 = 85$ мм, $r_2 = 280$ мм — внутренний и внешний радиусы детали. Если $W(T(r))$ является выпуклой функцией и функции неявных ограничений также выпуклые, задача будет иметь единственное решение. Варьируемой функцией является $T(r)$.

Минимально необходимое расширение внутреннего отверстия шестерни (радиальное перемещение) при сборке $\delta = 0{,}2$ мм, при разборке $\delta = 0{,}2 + \delta_1$. Расширение δ_1 вала при разборке определяется в предположении, что температура поверхности вала совпадает с температурой шестерни на внутреннем радиусе ($r_1 = 85$ мм) и линейно убывает до T_0 на радиусе $r_1/2$.

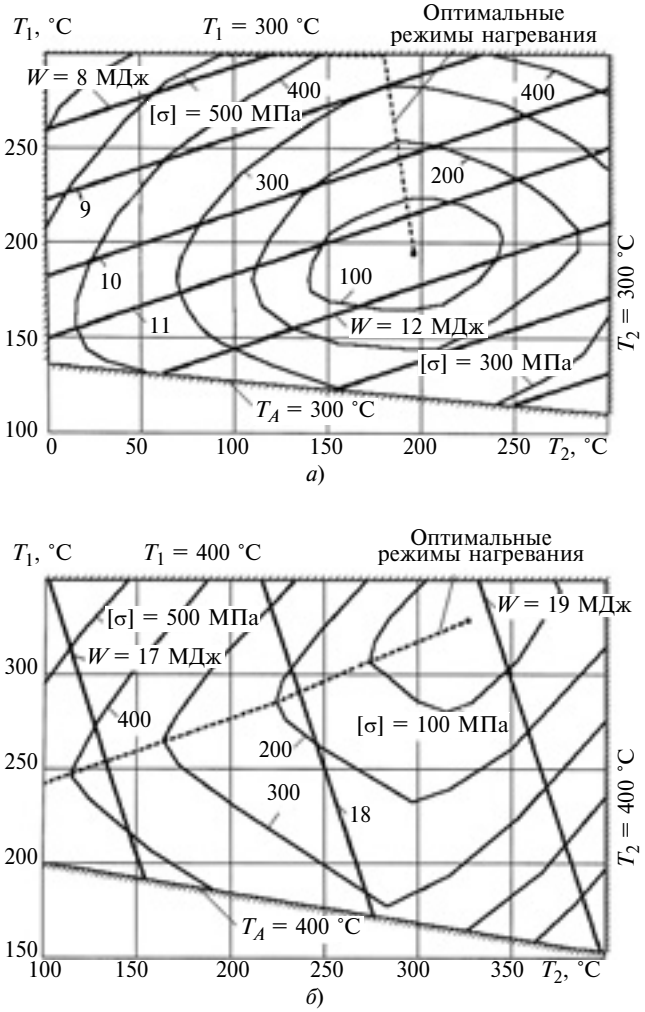


Рис. 2. Зависимости расхода энергии W и допустимых напряжений [σ] от температур T_1 и T_2 участков диска шестерни при сборке (*а*) и разборке (*б*)

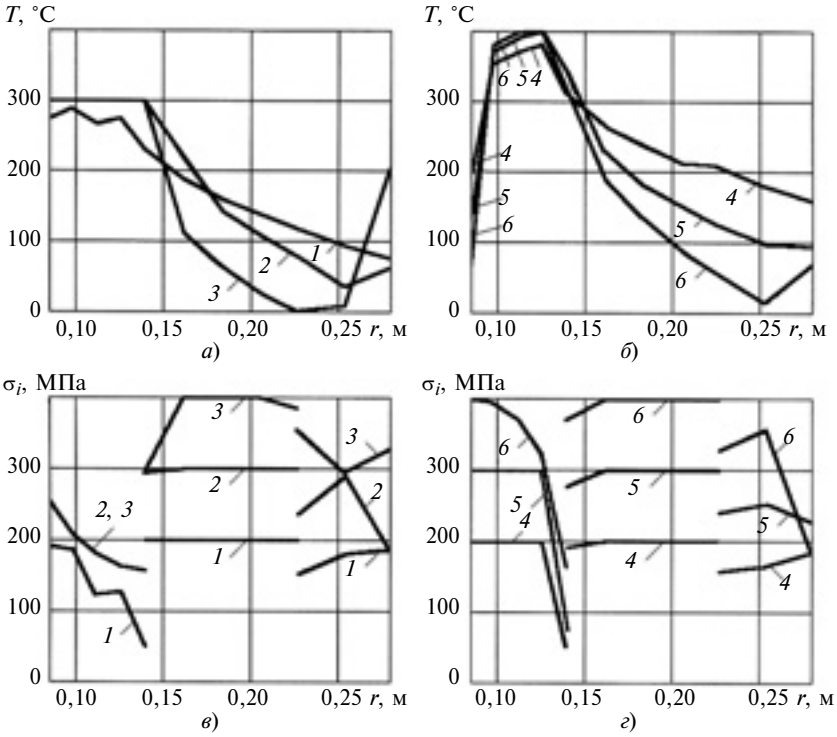


Рис. 3. Оптимальные распределения температуры *T* (*а*, *б*) при сборке (*1—3*) и разборке (*4—6*) и напряжения σ_i (*в*, *г*), равного 200 (*1* и *4*), 300 (*2* и *5*) и 400 МПа (*3* и *6*), по радиусу *r* шестерни

Оптимальные режимы нагревания шестерни определяли в предположении постоянства температуры для участков $r = 85 \div 140$ мм, $r = 140 \div 227$ мм, $r = 227 \div 280$ мм (см. рис. 1). В этом случае минимум функции $W = W(T_1, T_2, T_A)$ зависит только от двух значений — T_1 и T_2, изменение температуры T_A обеспечивает выполнение граничного условия — расширение внутреннего отверстия шестерни. Оптимальные сочетания температур нагревания определяли с шагом в один градус, т. е. без учета ограничений для T_1, T_2, T_A, общее число таких сочетаний составило 301^2.

На рис. 2 представлены зависимости расхода энергии *W* и допустимых напряжений [σ] в детали от температур T_1 и T_2 при нагревании шестерни при сборке (*а*) и разборке (*б*). В табл. 1 приведены оптимальные температуры T_1, T_2, T_A нагревания в зависимости от напряжения [σ].

Определяли оптимальные режимы нагревания шестерни при задании функции *T*(*r*) в 11 точках (см. рис. 1) и ее изменения между ними по линейному закону. Число варьируемых параметров $n = 10(T_1, ..., T_{10}; T_A)$ обеспечивает выполнение граничных условий. На рис. 3 представлены оптимальные температурные поля и соответствующие им напряжения в шестерне при сборке и разборке. В табл. 2 приведены: расход энергии *W* для разных режимов нагревания, допустимые напряжения [σ] и число *n* варьируемых параметров.

Представим шестерню в виде осесимметричного тела методом конечных элементов (МКЭ). При использовании индукционно-нагревательного устройства деталь нагревается через боковую поверхность.

Таблица 1

[σ], МПа	Температура нагревания шестерни		
	T_1	T_2	T_A
0	198/327	198/327	198/327
200	257/287	189/221	112/352
300	287/267	185/167	69/365
400	300/247	149/114	52/378

Примечание. В числителе приведены данные при сборке, в знаменателе — при разборке.

Таблица 2

[σ], МПа	Расход энергии *W* при измерении		
	методом начальных параметров		МКЭ
	n = 2	*n* = 10	
0	11,43/18,90	11,43/18,90	11,43
200	9,74/17,86	9,16/13,66	8,90
300	8,88/17,33	8,36/11,06	8,61
400	8,22/16,81	7,61/8,57	8,61

Примечание. В числителе приведены данные при сборке, в знаменателе — при разборке.

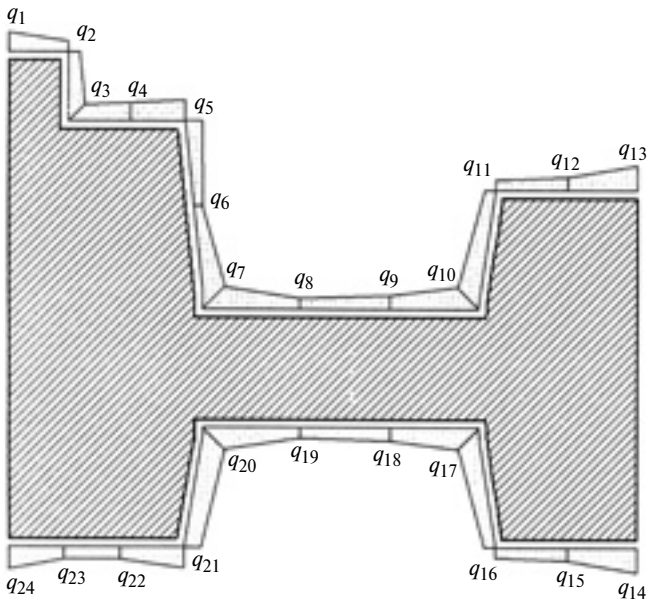


Рис. 4. Схема задания мощности *q* теплового потока на боковых поверхностях шестерни

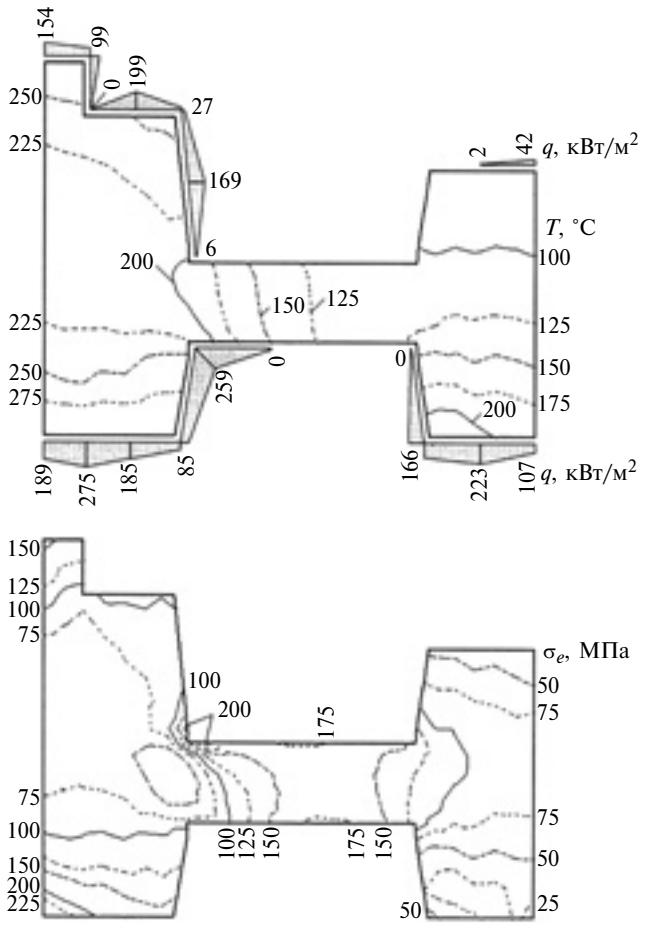


Рис. 5. Оптимальные распределения мощности *q* теплового потока и температуры *T* (*а*) и эквивалентного напряжения σ_e (*б*) в поперечном сечении шестерни

Нагревание моделируется МКЭ [7] при совместном решении задачи напряженно-деформированного состояния и нестационарной температурной задачи для детали.

Для определения оптимальных режимов нагревания шестерни измеряли мощность q теплового потока на боковых поверхностях шестерни в точках q_1, ..., q_{24} (рис. 4) и ее изменение между точками. Температура шестерни — не выше 320 °С, время нагревания — 3,5 мин. Минимально необходимое расширение внутреннего отверстия шестерни (радиальное перемещение) δ = 0,2 мм.

Оптимальное нагревание при ограничении температуры 320 °С достигается при максимальном эквивалентном напряжении σ_e = 242 МПа. Расход энергии — 8,61 МДж. На рис. 5 показаны оптимальные распределения мощности q теплового потока для нагревания шестерни, температуры T и эквивалентного напряжения σ_e в поперечном сечении шестерни.

Расчеты показали, что уменьшение расхода энергии на нагревание детали зависит от допустимого напряжения и вводимых ограничений по температуре нагревания.

Представление шестерни в виде симметричного диска кусочно-постоянного профиля позволяет построить номограммы для быстрого выбора режима нагревания. Применение МКЭ для оптимизации функции существенно увеличивает объем вычислений, но распределение мощности теплового потока позволяет дать конкретные рекомендации по выбору оптимальной конструкции нагревательного устройства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Андреев Г. Я.** Тепловая сборка колесных пар. Харьков: Харьковский университет, 1965. 227 с.

2. **Андреев Г. Я.** Тепловая сборка в машиностроении. Харьков: УИПА, 2011. 350 с.

3. **Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К.** Оптимизация в технике: в 2-х кн. Кн. 2. М.: Мир, 1986. 320 с.

4. **Банди Б.** Методы оптимизации. Вводный курс. М.: Радио и связь, 1988. 128 с.

5. **Тимошенко С. П., Гудьер Дж.** Теория упругости. М.: Наука, 1975. 576 с.

6. **Демьянушко И. В., Биргер И. А.** Расчет на прочность вращающихся дисков. М.: Машиностроение, 1978. 247 с.

7. **Зенкевич О.** Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. 541 с.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

УДК 621.43.038:621.904

А. Г. ГУСЕЙНОВ, д-р техн. наук, Ш. Н. АСАДОВ (АзТУ, г. Баку), e-mail: shovqi-2004@rambler.ru

Увеличение срока службы деталей, восстановленных и упрочненных диффузионной металлизацией

Рассматривается влияние концентрации элементов насыщающей смеси, температуры и продолжительности процесса диффузионной металлизации в вакууме на ресурс восстановленных деталей.

Ключевые слова: деталь, диффузионная металлизация, восстановление.

The influence of elements saturating mixture coalescence, temperature and diffusion metallization process time in vacuum on reconditioned parts endurance is examined.

Keywords: part, diffusion metallization, rebuilding.

Анализ надежности работы дизельной топливной и газоперекачивающей аппаратуры, скважинных и шестеренных насосов, бурового оборудования показал, что их ресурс лимитируется низкой износостойкостью прецизионных элементов, что сопряжено, во-первых, с крайне низким уровнем обслуживания, ремонта и эксплуатации данного оборудования, во-вторых, с применением недостаточно износостойких материалов. Износостойкость прецизионных деталей в значительной степени зависит от их поверхностной твердости, а основным видом изнашивания является абразивное изнашивание, вызываемое попаданием на них механических частиц, а также действие коррозионных и агрессивных сред.

Закономерности изнашивания прецизионных деталей аппаратуры исследованы в работе [1]. Было установлено, что максимальный износ втулок и плунжеров может достигать 30÷36 мкм на диаметр. При анализе износа прецизионных деталей скважинных насосов [2] наблюдались мелкие риски в осевом направлении глубиной 100÷120 мкм с расстоянием между ними 10÷50 мкм. Для подтверждения этого исследовали 100 плунжерных пар скважинных насосов из отработавших свой срок и поступивших в ремонтный фонд. Было проведено микрометрирование деталей и на приборе TALYROND сняты круглограммы для анализа величины износа. Результаты показали, что средний статический износ по глубине поверхностного слоя для втулок составил 140 мкм, для плунжеров — 120 мкм. На изношенных поверхностях наряду с мелкими рисками были обнаружены лунки и борозды, глубина которых на прецизионных деталях скважинных насосов достигала 160÷180 мкм. Наличие такого износа объясняется внедрением абразива в материал деталей. Результаты исследований показали, что поверхности прецизионных деталей подвергаются абразивному и коррозионно-механическому изнашиванию, основным является абразивное изнашивание.

Чтобы обеспечить полное восстановление деталей, необходим такой технологический процесс, в результате которого линейные размеры прецизионных деталей топливной и газоперекачивающей аппаратуры увеличивались бы на 120÷150 мкм, а прецизионных деталей скважинных насосов — на 250÷280 мкм с учетом их дальнейшей механической обработки. Очень важным является подбор материалов или покрытий, обеспечивающих высокую стойкость поверхностей прецизионных деталей к абразивному изнашиванию.

Анализ существующих технологий упрочнения и восстановления показал, что одним из эффективных способов решения этой задачи является диффузионная металлизация.

Восстановление деталей машин проводили парофазным контактным хромосилицированием. Образцы из сталей ХВГ и ШХ15, подвергнутые диффузионной металлизации при оптимальных режимах (температура $T = 1100$ °С, продолжительность $\tau = 4$), исследовали металлографическими, рентгеноструктурными и микрорентгеноспектральными способами по методике, изложенной в работе [1]. Были определены также износостойкость и коррозионная стойкость полученных диффузионных слоев из смеси порошков Cr и Si и активаторов разных марок. Процесс обеспечивал достаточное прира-

щение линейных размеров деталей (250÷350 мкм), необходимое для их восстановления при ремонте.

Важный вопрос — прогнозирование срока эксплуатации деталей, восстановленных диффузионной металлизацией в вакууме, в значительной степени зависит от концентрации элементов в смеси, температуры и продолжительности процесса.

В работе дан теоретический расчет допустимого срока эксплуатации деталей, восстановленных и упрочненных диффузионной металлизацией. При этом рассматривали изделия, структура материала которых представляла только α-фазу. Для диффузионной металлизации использовали однокомпонентные и многокомпонентные элементы.

Принимаем условие, что деталь может эксплуатироваться при концентрации C легирующего элемента в поверхностном слое выше некоторой заданной величины C_m. Полагаем, что изменение концентрации элементов связано с диффузионным перераспределением. В этом случае необходимо решить уравнение диффузии $\frac{\partial C}{\partial t} = D\frac{\partial^2 C}{\partial x^2}$ в полуограниченном пространстве $0 < x < \infty$. Здесь D — коэффициент диффузии; t — время эксплуатации. Пусть начальная концентрация описывается функцией

$$C(x,\ t = 0) = \varphi(x). \qquad (1)$$

Тогда решение уравнения (1) можно записать в виде [1]:

$$C(x,\ t) = \int_0^\infty G(x,\ \xi;\ t)\varphi(\xi)\mathrm{d}\xi, \qquad (2)$$

где $G(x,\ \xi;\ t)$ — функция Грина соответствующей краевой задачи.

Если пренебречь диффузией насыщающего элемента в поверхность, то граничное условие примет вид:

$$\left.\frac{\partial C}{\partial x}\right|_{x=0} = 0. \qquad (3)$$

Соответствующая условию (3) функция Грина выразится как [1]

$$G(x,\ \xi;\ t) = \frac{1}{2\sqrt{\pi Dt}}\left\{\exp\left[-\frac{(x-\xi)^2}{4Dt}\right] + \exp\left[-\frac{(x+\xi)^2}{4Dt}\right]\right\}. \qquad (4)$$

Подставив выражение (4) в формулу (2), получим:

$$C(x,\ t) = \int_0^\infty \varphi(\xi)\left\{\exp\left[-\frac{(x-\xi)^2}{4Dt}\right] + \exp\left[-\frac{(x+\xi)^2}{4Dt}\right]\right\}\frac{\mathrm{d}\xi}{2\sqrt{\pi Dt}}. \qquad (5)$$

Так как нас интересует изменение концентрации в поверхностном слое, то в уравнении (5) следует положить $x = 0$:

$$C(0,\ t) = \frac{2}{\sqrt{\pi}}\int_0^\infty \varphi(\xi)\exp\left[-\frac{\xi^2}{4Dt}\right]\frac{\mathrm{d}\xi}{2\sqrt{Dt}}. \qquad (6)$$

Приравняв найденную по уравнению (6) концентрацию к заданной величине C_m, из полученного уравнения определим время эксплуатации.

Восстановление деталей однокомпонентной диффузионной металлизацией

Функция $C(0,\ t)$ зависит от начального распределения $\varphi(x)$, которое, в свою очередь, определяется условиями диффузионного насыщения. При однокомпонентном насыщении получим следующее распределение:

$$\varphi(x) = C_0\mathrm{erfc}[x/(2\sqrt{D_0\tau})], \qquad (7)$$

где D_0 — коэффициент диффузии при оптимальной температуре.

С учетом выражения (7) равенство (6) преобразуем к виду $C/C_0 = 1 - (2/\pi)\mathrm{arctg}(DtD_0\tau)^{1/2}$, откуда определим оптимальную температуру процесса:

$$t_m = \frac{D_0\tau}{D}\,\mathrm{tg}\left[\frac{\pi}{2}\left(1 - \frac{C_m}{C_0}\right)\right]. \qquad (8)$$

В работе [2] показано, что после диффузионного хромирования стали ХВГ в вакууме при температуре 1200 °С в течение 6 ч концентрация хрома на поверхности составляет ~5 %, а коэффициент диффузии хрома при этой температуре — ~$3 \cdot 10^{-5}$ мм^2/с. Экстраполируя коэффициент диффузии [3] по температурной зависимости на температуру эксплуатации 900 °С, получим $D = 1{,}64 \cdot 10^{-9}$ мм^2/с. По формуле (8) определим время эксплуатации; $t \approx 6$ лет.

Восстановление деталей комплексной диффузионной металлизацией

Рассмотрим диффузионное насыщение поверхностей деталей двумя элементами, при котором наблюдается образование двух фаз: α-фазы и γ-фазы.

ω	Значение ψ при β, равном							
	0,1	0,2	0,5	1,0	2,0	5,0	10	∞
0	0,0634	0,1256	0,2951	0,5000	0,7048	0,8744	0,9365	1,0000
0,2	0,0610	0,1207	0,2827	0,4752	0,6561	0,7667	0,7773	0,7773
0,4	0,0540	0,1069	0,2484	0,4082	0,5339	0,5715	0,5716	0,5716
0,6	0,4120	0,0873	0,2003	0,3177	0,3875	0,3917	0,3961	0,3962
0,8	0,0334	0,0657	0,1482	0,2246	0,2565	0,2579	0,2579	0,2579
1,0	0,0233	0,0456	0,1007	0,1450	0,1571	0,1573	0,1573	0,1573
1,2	0,0150	0,0292	0,0628	0,0857	0,0897	0,0897	0,0897	0,0897
1,4	0,0089	0,0172	0,0360	0,0466	0,0477	0,0477	0,0477	0,0477
1,6	0,0047	0,0094	0,0190	0,0236	0,0236	0,0236	0,0236	0,0236
1,8	0,0025	0,0047	0,0092	0,0108	0,0109	0,0109	0,0109	0,0109
2,0	0,0011	0,0022	0,0041	0,0047	0,0047	0,0047	0,0047	0,0047
2,2	0,0005	0,0009	0,0017	0,0019	0,0019	0,0019	0,0019	0,0019
2,4	0,0002	0,0004	0,0006	0,0007	0,0007	0,0007	0,0007	0,0007
2,6	0,0001	0,0001	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002
2,8	0	0	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001
3,0	0	0	0	0	0	0	0	0

Распределение концентрации описывается формулой [4]:

$$\varphi(x) = \begin{cases} C_0 + (Z_1 - C_0)\dfrac{\mathrm{erf}[x/(2\sqrt{D_1\tau})]}{\mathrm{erf}(b/\sqrt{D_1})}, & 0 < x < 2b\sqrt{\tau}; \\ Z_2\dfrac{\mathrm{erfc}[x/(2\sqrt{D_1\tau})]}{\mathrm{erfc}(b/\sqrt{D_1})}, & 2b\sqrt{2} < x < +\infty, \end{cases} \quad (9)$$

где Z_1 и Z_2 — концентрации α-фазы и γ-фазы на межфазной границе диффузии; b — смещение межфазной границы, которое подчиняется параболическому закону, определяем из выражения $x(t) = 2b(t - t_0)$.

Подставив выражения (9) в уравнение (6), получим:

$$C(0, t) = C_0\mathrm{erf}\beta - \frac{C_0 - Z_1}{\mathrm{erf}\beta_2}\frac{2}{\pi}\mathrm{arctg}(\beta_1/\beta) + \frac{Z_2}{\mathrm{erfc}\beta_2} - \mathrm{erfc}\beta + \frac{C_0 - Z_1}{\mathrm{erf}\beta_1}\psi(\beta, \beta_1/\beta) - \frac{Z_2}{\mathrm{erfc}\beta_2}\psi(\beta, \beta_2/\beta), \quad (10)$$

где $\beta_1 = b/\sqrt{D_1}$, $\beta_2 = b/\sqrt{D_2}$, $\beta = b\sqrt{\tau}/\sqrt{Dt}$.

Определим функцию [2] (таблица): $\psi(\beta; \omega) = \frac{2}{\pi}\int_0^{\omega}\frac{\exp[-\beta^2(1+u^2)]}{1+u^2}\,\mathrm{d}u$.

Выражение (10) позволяет определить временную концентрацию насыщающих элементов при температуре эксплуатации, а следовательно, и время эксплуатации.

В работе [3] показано, что после вакуумного α-диффузионного восстановления армко-железа при $T = 1200$ °С и $\tau = 6$ ч концентрация хрома на поверхности составляет 54 %, $Z_1 \approx Z_2 \approx 2{,}5$ %, $D_1 = 7{,}4 \cdot 10^{-6}$ мм^2/с (α-фаза) и $D_2 = 4{,}1 \cdot 10^{-6}$ мм^2/с (γ-фаза), $b = 4{,}1 \cdot 10^{-3}$ мм · с$^{-1/2}$. При температуре эксплуатации 900 °С коэффициент диффузии $D = 1{,}64 \cdot 10^{-9}$ мм^2/с.

Подставив указанные данные в формулу (10), определим срок эксплуатации восстановленных и упрочненных диффузионной металлизацией деталей: $t_m \approx 8$ лет.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гусейнов А. Г.** Восстановление и упрочнение прецизионных деталей машин и аппаратуры комплексной диффузионной металлизацией // Вестник машиностроения. 2000. № 5. С. 40—44.
2. **Гусейнов А. Г.** Металлографические исследования деталей, восстановленных и упрочненных комплексной диффузионной металлизацией // Вестник машиностроения. 2004. № 9. С. 62—64.
3. **Лебедев И. И.** Специальные функции и их приложения. М.-Л.: Физматгиз, 1963.
4. **Мокров А. П.** Вопросы металловедения и прочности металлов и сплавов. Тула: Приокское книжное изд-во, 1968. 69 с.

УДК 621.99:621.64

В. М. ЯНКО, канд. техн. наук (Курганский ГУ), e-mail: fizika@kgsu.ru

Изготовление конических резьб на трубопроводной арматуре и способы повышения герметичности резьбовых соединений

Рассмотрены способы и устройства для нарезания конических резьб на трубопроводной арматуре, обеспечивающих высокую прочность и герметичность соединения.

Ключевые слова: коническая резьба, нарезание, прочность, герметичность, уплотнение.

The methods and devices for tapping tapered threads on the valves, which provide a high strength and tightness of connections.

Keywords: conical thread, cutting, strength, tightness, sealing.

Прочность и герметичность соединений трубопроводов обеспечивает коническая резьба, при изготовлении которой есть определенные трудности, так как резьбу нарезают на предварительно выполненную коническую поверхность. Качество резьбы прямо зависит от качества обработки конической поверхности — шероховатости, точности и стабильности угла конусности по всей длине.

Обработку конических поверхностей и нарезание внешних и внутренних резьб на трубах осуществляют, как правило, на токарных станках [1, 2]. Используют следующие способы нарезания резьбы:

обычным резцом при повороте салазок суппорта (недостаток — низкая точность и ограничение по углу конусности);

обычным резцом с помощью гидрокопировального суппорта (высокие надежность и точность, но только на станках с гидрокопировальными суппортами, что ограничивает массовое использование);

фасонными резцами и гребенками (при малом угле конусности);

обычным резцом с использованием копирных приспособлений.

На рис. 1 приведена схема устройства для обработки поверхности и нарезания конической резьбы, которое отличается простотой и надежностью. Высокое качество резьбы обеспечивается рассредоточением нагрузки, передаваемой на элементы силового замыкания, что снижает вибрацию инструмента [3]. Устройство состоит из корпуса *1*, инструментального ползуна *2*, резца *3*, упругой пружины *4*, роликов *5*, *6* и *7*, копира *8* и штанги *9*. В корпусе *1* свободно перемещается ползун *2* с резцом *3*. В расточках корпуса *1* и ползуна *2* установлена пружина *4*, сила возврата которой превышает радиальную составляющую силы резания. Ролики *5* поддерживают корпус при его перемещении по копиру *8*. Ролики *6* и *7*, копирующие угол конусности для детали *10*, соединены штангой *9*, которая штифтом соединена с ползуном *2*.

Устройство работает следующим образом. При включении продольной подачи ролики *6* и *7* движутся по поверхности копира *8*, обеспечивая заданную конусность при обработке поверхности детали *10*. Поскольку штанга *9* остается всегда параллельной плоскости витков пружины *4*, то усилия, передаваемые ползуну *2*, распределяются равномерно как по виткам пружины, так и по поверхности копира. На рис. 2, *а* и *б* показаны соответственно ниппельный и муфтовый концы труб с внешней и внутренней резьбой, выполненные с помощью данного устройства.

Анализ устройств и способов уплотнения резьбовых соединений трубопроводов показал, что широко применяются различные герметики в виде паст разной консистенции, а также уплотнения из

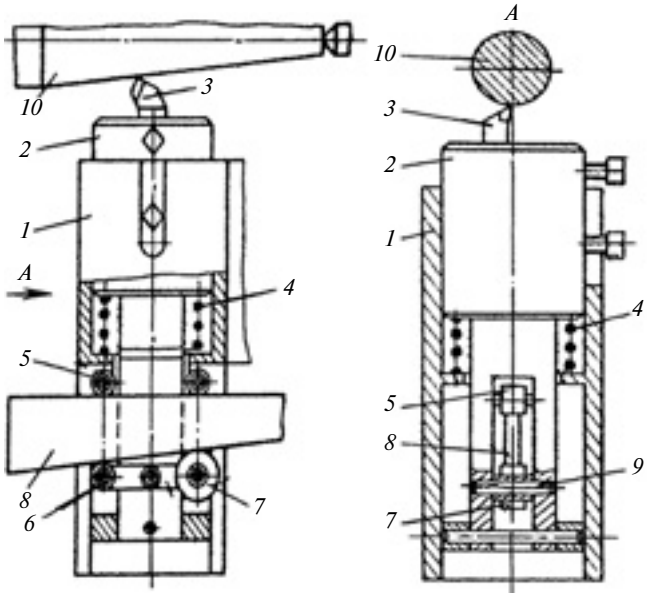


Рис. 1

а) *б*)

Рис. 2

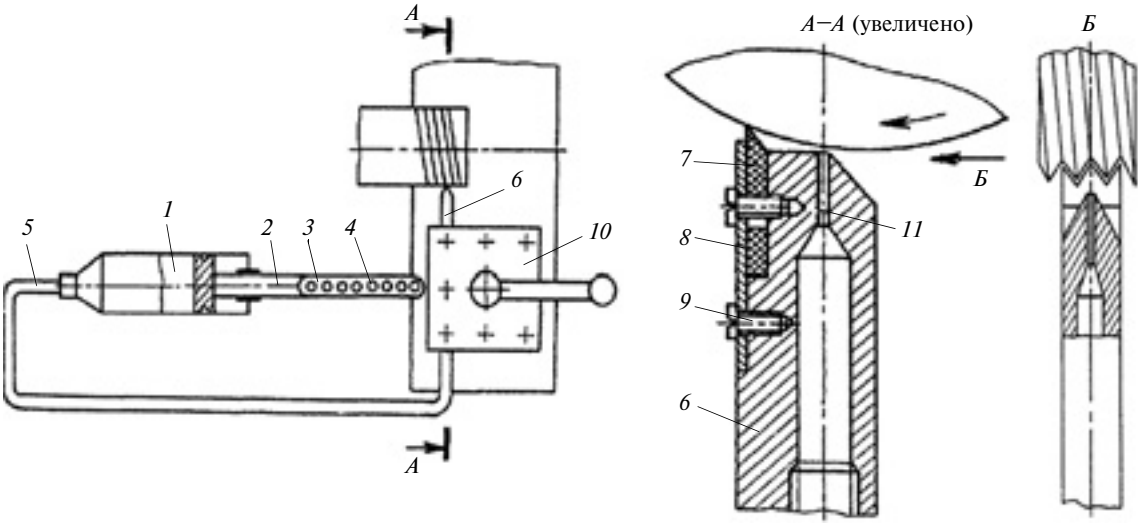


Рис. 3

эластичных полимерных материалов [4], например, смазочный материал из эпоксидной смолы (связующее вещество) и порошка дисульфида молибдена или дисульфида вольфрама (смазывающее антифрикционное вещество).

Для повышения износостойкости резьбового соединения при многократном свинчивании/развинчивании применяют цинксодержащие герметизирующие композиции в виде паст [5]. Как правило, смазочный материал наносят на резьбу вручную, что не обеспечивает стабильную толщину смазочного слоя. На рис. 3 приведена схема устройства для нанесения смазочного материала на резьбу под давлением в автоматическом режиме, в том числе и непосредственно после нарезания резьбы [6]. Устройство состоит из емкости *1*, установленной неподвижно на станине, штока-поршня *2*, тяги *3* с отверстиями под палец *4*, трубопровода *5*, смазочной головки *6* с эластичной вставкой *7* и планкой *8*, которые крепятся болтами *9*. Головка *6* закреплена на суппорте *10* и имеет канал *11* для подвода смазочного материала в рабочую зону.

После нарезания резьбы суппорт станка отводится в исходное положение. Емкость *1* заполняют смазочным материалом, шток-поршень *2* соединяют тягой *3* с суппортом *10*. Головку *6* устанавливают с определенным зазором к поверхности резьбы с помощью винта поперечной подачи суппорта станка. При включении продольной подачи суппорта смазочный материал из емкости *1* выдавливается штоком-поршнем *2*, связанным через тягу *3* с суппортом, под давлением подается через канал *11* на поверхность резьбы и распределяется эластичной вставкой *7*, форма которой повторяет профиль резьбы. По мере расхода смазочного материала палец *4* переставляют в более удаленное от суппорта отверстие тяги. Смазочный материал равномерно наносится по всей резьбе, при этом обеспечивается оптимальная толщина слоя.

Данное устройство позволяет наносить смазочный материал на резьбу любого профиля, для этого используют эластичную вставку *7* соответствующего профиля. Установленное на токарный станок устройство не мешает его работе. Следует лишь отсоединить тягу *3* от штока-поршня *2* и суппорта *10*. Для нанесения смазочного материала на резьбу надо повернуть салазки суппорта на требуемый угол.

При многократном свинчивании/развинчивании резьбовых соединений для их уплотнения используют материалы, обеспечивающие схватывание при силовом воздействии на сопрягаемые поверхности [7]. Фторопластовая пленка толщиной 100÷200 мкм с чистой и сухой поверхностью электризуется валиком из оргстекла. На нее распыляют порошок дисульфида молибдена (твердая антифрикционная смазка), частицы порошка «прилипают» к пленке под действием электростатических сил. Слой смазочного материала уплотняют металлическим валиком за два—три прохода. Полученную пленку с антифрикционным покрытием наматывают на внешнюю резьбу в один или несколько слоев и свинчивают резьбовое соединение. Плотность соединения обеспечивается электростатическими силами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Косов Н. П.** Станочные приспособления. М.: Машиностроение, 1978. 82 с.
2. **Обработка** деталей на токарных и карусельных станках / В. А. Блюмберг, М. А. Сергеев, П. С. Амосов и др. Л.: Машиностроение, 1969. 458 с.
3. **А. с. 1235660 СССР**: МКИ B23 B5/38. Устройство для обработки конической поверхности.
4. **Пат. 2262029 Рос. Федерации**: МПК F16L 15/00. Резьбовое соединение для стальных труб.
5. **Пат. 2294475 Рос. Федерации**: МПК F16L15/00. Способ обработки конических резьбовых соединений труб.
6. **А. с. 1079942 СССР**: МКИ F16N 7/14. Устройство для нанесения смазки под давлением.
7. **А. с. 1171638 СССР**: МКИ F16N15/00, F16J15/00. Способ уплотнения резьбовых соединений.

УДК 621.983.3:658.512.011.56.004

В. А. ЖАРКОВ, д-р техн. наук (г. Москва), e-mail: zharkov@netbynet.ru

Моделирование в системе Marc обработки материалов в машиностроении. Часть 7. Испытание и правка растяжением[1]

Представлены аналитические зависимости для расчета напряженно-деформированного состояния заготовки при испытании и правке растяжением и построения диаграммы предельных деформаций, также методология моделирования операций обработки материалов давлением в системе Marc MSC Software.

Ключевые слова: обработка материалов давлением, растяжение, испытание, заготовка, напряженно-деформированное состояние, диаграмма предельных деформаций, моделирование, система Marc MSC Software.

Analytic dependences for raw stock stress-strain analysis on trials and stretch flattening and construction of ultimate strain diagram were given. Also material pressure processing job simulation technique in Marc MSC Software system was presented.

Keywords: material pressure processing job, stretch, trial run, raw stock, stress and strain state, ultimate strains, simulation, Marc MSC Software system.

Испытаниями на растяжение определяют механические свойства материала, а также растяжение — это способ обработки материалов давлением (ОМД), который используют при правке листового материала, гибке с растяжением и обтяжке (например листового и сортового проката), упрочнении заготовок. Для этого заготовку жестко зажимают по двум противоположным, четырем и более краям в захватах и растягивают до определенной величины. На рис. 1 приведена расчетная схема растяжения листа или пластины за два противоположных края на величину Δu_0. Приняты обозначения: длина листа — l_0, ширина — b_0, толщина — s. При нагружении сначала заготовка упруго деформируется, затем ее отдельные участки переходят в пластическое состояние.

Упругое растяжение листа

Аналитические выражения растяжения листа (см. рис. 1):

$$\sigma_y = \sigma_1;$$
$$\sigma_x = \sigma_z = \tau_{xy} = \tau_{yz} = \tau_{zx} = 0.$$

Из уравнений связи показателей напряженного и деформированного состояний листа

$$\sigma_x = E/(1 - \nu^2)/(\varepsilon_x + \nu\varepsilon_y);$$

$$\sigma_y = E/(1 - \nu^2)/(\varepsilon_y + \nu\varepsilon_x)$$

получим: $\varepsilon_x = -\nu\varepsilon_y$ или $\mathrm{d}u_x/\mathrm{d}x = -\nu\mathrm{d}u_y/\mathrm{d}y$, где u_x, u_y, ε_x, ε_y, σ_x, σ_y — соответственно перемещения, деформации и напряжения по осям x и y; E — модуль упругости; ν — отношение упругой поперечной деформации к продольной.

Из условия однородности деформаций следует, что $\varepsilon_y = \mathrm{d}u_y/\mathrm{d}y = C_1 = \mathrm{const}$, далее интегрированием получаем $u_y = C_1 y + C_2$. Постоянные C_1 и C_2 определяем из граничных условий: 1) $u_y = -\Delta u_0$ при $y = 0$; 2) $u_y = \Delta u_0$ при $y = y_1$, где $y_1 = l_0$.

Окончательно получим продольные перемещения и деформации:

$$\left.\begin{aligned} u_y &= 2\Delta u_0(y/y_1 - 1/2); \\ \varepsilon_y &= 2\Delta u_0/y_1. \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

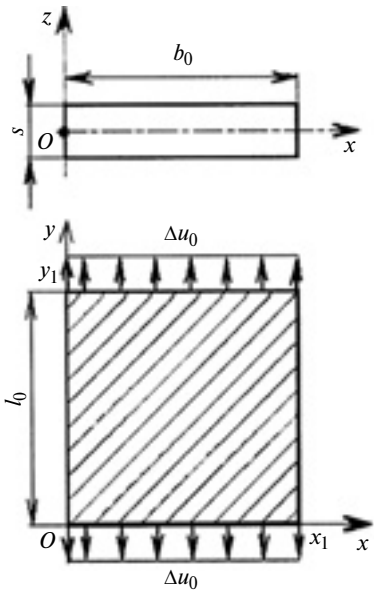


Рис. 1. Расчетная схема растяжения листа

[1] Окончание, начало — в № 8 за 2012 г., продолжение в № 9—12 за 2012 и № 2 за 2013 г.

Аналогично с учетом граничного условия $u_x = 0$ при $x = x_1/2$ (поперечные перемещения u_x на оси симметрии листа равны нулю) получим зависимости:

$$\left.\begin{aligned} u_x &= 2\nu\Delta u_0/y_1(x_1/2 - x); \\ \varepsilon_x &= -2\nu\Delta u_0/y_1. \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

Пластическое растяжение листа

Выражения интенсивности напряжений и деформаций

$$\sigma_i = \sigma_y = \sigma_1 = \sigma_s;$$

$$\varepsilon_i = \varepsilon_y = \varepsilon_1,$$

где σ_1 и ε_1 — главные растягивающие напряжение и деформация.

Из уравнения связи между напряжениями и деформациями $(2\sigma_x - \sigma_y)/(2\sigma_y - \sigma_x) = \varepsilon_x/\varepsilon_y$ по теории пластичности получим:

$$\varepsilon_y = -2\varepsilon_x \text{ или } \mathrm{d}u_y/\mathrm{d}y = -2\mathrm{d}u_x/\mathrm{d}x.$$

Согласно однородности деформаций $\varepsilon_y = \mathrm{d}u_y/\mathrm{d}y = C_1 = \mathrm{const}$, интегрированием получим $u_y = C_1 y + C_2$. Постоянные C_1 и C_2 определяем из граничных условий: 1) $u_y = -\Delta u_0$ при $y = 0$; 2) $u_y = \Delta u_0$ при $y = y_1$. Окончательно получим продольные перемещения и деформации:

$$\left.\begin{aligned} u_y &= 2\Delta u_0(y/y_1 - 1/2); \\ \varepsilon_y &= 2\Delta u_0/y_1. \end{aligned}\right\} \quad (3)$$

Аналогично с учетом граничного условия $u_x = 0$ при $x = x_1/2$ получим поперечные перемещения и деформации:

$$\left.\begin{aligned} u_x &= \Delta u_0[x_1/(2y_1) - x/y_1]; \\ \varepsilon_x &= -\Delta u_0/y_1. \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

При линейном растяжении выражения упругих и пластических продольных перемещений и деформаций те же, а поперечная пластическая деформация в $1/(2\nu)$ раз больше поперечной упругой деформации.

Для определения изменения толщины заготовки на i-м этапе деформирования листа приращение $\mathrm{d}\varepsilon_z$ деформации по оси z рассчитываем с учетом несжимаемости материала при пластическом деформировании: $\mathrm{d}\varepsilon_z = -(\mathrm{d}\varepsilon_x + \mathrm{d}\varepsilon_y)$, а также по уравнению $\mathrm{d}\varepsilon_z = \mathrm{d}s/s$ приближенно определяем приращение толщины $\mathrm{d}s = s\mathrm{d}\varepsilon_z$ и толщину $s_i = s_{i-1} + \mathrm{d}s_i$.

Напряжение текучести ($\sigma_s = \sigma_i = \sigma_y = \sigma_1$) с учетом интенсивности деформаций ($\varepsilon_i = \varepsilon_y = \varepsilon_1$) и упрочнения заготовки рассчитываем по формуле [1]

$$\sigma_s = \sigma_\text{т} + \sigma_{\text{в}t}\varepsilon_i^n, \quad (5)$$

где $n = \ln\{1 - \sigma_\text{т}/[\sigma_\text{в}(1 + \delta_\text{р})]\}/\ln[\ln(1 + \delta_\text{р})]$; предел текучести $\sigma_\text{т}$ (или $\sigma_{0,2}$), предел прочности $\sigma_\text{в}$, истинный предел прочности $\sigma_{\text{в}t} = \sigma_\text{в}(1 + \delta_\text{р})$ и относительное равномерное удлинение $\delta_\text{р}$ определяем по ГОСТ 11701- 84.

Полученные выражения можно использовать при определении параметров обработки заготовки [например силы обработки как произведения σ_s по формуле (5) на площадь поперечного сечения], при математическом моделировании обработки сложной заготовки, для сопоставления аналитических решений с численными для повышения точности численных решений.

Моделирование в системе Marc

Рассмотрим моделирование процессов растяжения в CAD/CAE-системе Marc, используя метод конечных элементов (МКЭ), для разных случаев: 1) испытание на растяжение различных образцов; 2) правка неплоского покоробленного листа для придания ему плоской формы; 3) гибка с растяжением по пуансону; 4) вытяжка кузовной детали.

При испытании на растяжение образец нагружают до разрыва. При правке листовой материал растягивают на величину, необходимую для пластической деформации, в результате которой происходит выравнивание неровностей. Аналитические выражения, применяемые для испытаний на растяжение, можно использовать и для правки листового материала растяжением. При гибке с растяжением и обтяжке по пуансону в расчетную модель операции правки включают пуансон. При растяжении тонкий лист под действием поперечных сжимающих напряжений при определенных условиях теряет устойчивость, образуются продольные (в направлении растяжения) объемные складки, поэтому данную задачу будем решать в трехмерном измерении.

Испытание образца на растяжение

При испытании на растяжение процесс можно разделить на несколько стадий: исходное состояние образца, равномерное его удлинение, начало образования шейки, разрыв. На рис. 2 приведена схема испытания образца на растяжение в системе координат *XYZ* (верхний неподвижный захват — точки *1÷4*, образец — точки *5÷8*, подвижный захват — *9÷12*). Рабочая длина образца $l = 125$ мм; начальная расчетная длина $l_0 = 100$ мм; начальная ширина $b_0 = 12{,}5$ мм; начальная толщина $s = s_0 = 1{,}2$ мм. Образец выполнен из стали 08Ю ОСВ (ГОСТ 9045—93), показатели его механических свойств: предел текучести $\sigma_{0,2} = 190$ Н/мм^2, предел прочности $\sigma_\text{в} = 305$ Н/мм^2, относительное равномерное удлинение $\delta_\text{р} = 0{,}231$ по ГОСТ 11701—84.

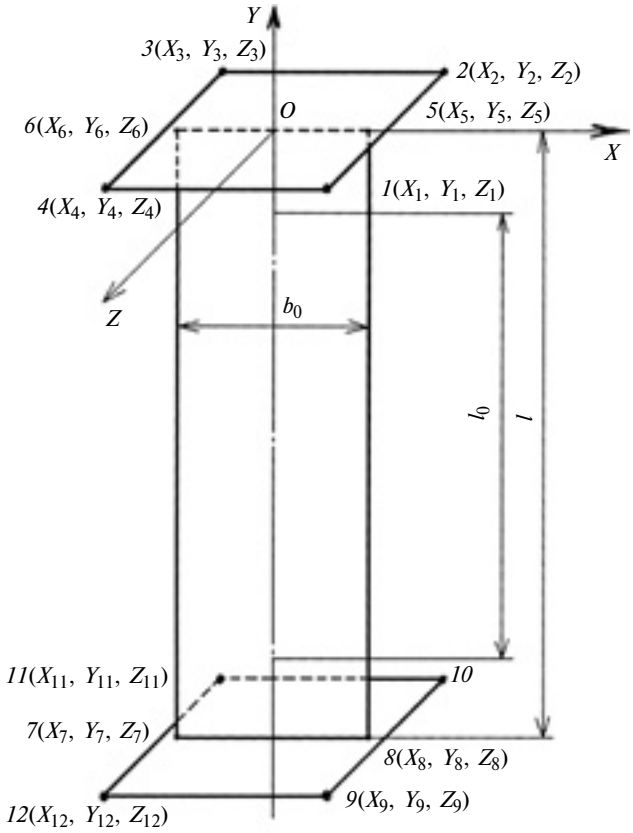


Рис. 2. Схема испытания образца на растяжение

Расчетную схему процесса обработки можно составить, например в графическом редакторе CAD, сохранив ее в виде файла формата *.igs; мы же используем собственный графический CAD-редактор системы Marc без импортирования файла *.igs.

Срединную поверхность образца разбиваем на 10×100 КЭ с четырьмя узлами для модели упругопластического напряженно-деформированного состояния (НДС). В узлах КЭ задаем граничные условия для перемещений и напряжений. Строим график перемещения подвижного захвата. Определяем контактные взаимодействия образца с каждым захватом и соответствующие коэффициенты трения. Вводим исходные данные, т. е. показатели механических свойств образца по уравнению текучести (5) в виде табличных данных. В результате получаем диаграмму деформирования [2].

Коэффициент анизотропии материала образца [1] рассчитываем по формуле

$$a_\theta = (\varepsilon_3 - \varepsilon_2)/(0{,}5\varepsilon_1)100, \qquad (6)$$

где $\varepsilon_1 = \ln(1 + \delta_p)$; $\varepsilon_2 = \ln(1 + \delta_b)$; $\varepsilon_3 = -\varepsilon_1 - \varepsilon_2$ (δ_b — относительное равномерное сужение по ширине b образца по ГОСТ 11701—84).

Если коэффициент a_θ (где θ — угол вырезки образца относительно направления прокатки) имеет небольшое значение, например $a_\theta < 10$ %, то в расчете пластического деформирования анизотропию материала не учитываем. Задаем выходные параметры, которые в системе Marc выводятся на экран [3—8].

На начальном этапе растяжения (рис. 3, *а*, см. обложку) вблизи захватов наблюдаются неравномерные НДС образца, здесь интенсивность напряжений σ_i меньше, чем в центре образца, где НДС равномерное. Когда равномерное удлинение образца прекращается и начинается образование шейки (рис. 3, *б*), значение показателя δ_p соответствует значению, приведенному в ГОСТ 1170—84. Сравнение экспериментального значения δ_p со значением, полученным в системе Marc, показало, что погрешность моделирования не превышает 7 %. НДС образца на момент начала разрыва показано на рис. 3, *в*. На участках, прилегающих к захватам, наблюдаются пластические деформации небольшой величины. С момента начала образования шейки деформируется только шейка, остальные участки пластически не деформируются. Распределение показателя $\sigma_i/\sigma_т$ симметрично относительно вертикальной оси.

При листовой штамповке формоизменение происходит до значения $\sigma_i/\sigma_т$, которое соответствует началу локального утонения образца или образования шейки при растяжении, а начало образования шейки считается началом разрушения заготовки.

Путем моделирования можно подобрать начальную длину заготовки, при которой деформирование при растяжении будет равномерным и однородным (до начала образования шейки). На основании этого можно рассчитывать НДС и другие необходимые параметры процесса обработки.

Производители материалов, как правило, указывают только некоторые показатели механических свойств материала. Так, ГОСТ 9045—93 на листовую сталь устанавливает обязательным показателем относительное удлинение δ после разрыва и не обязывает указывать δ_p.

Для определения δ_p находим коэффициент $C = \delta/\delta_p$ аналогичного материала, затем для исследуемого материала определяем $\delta_p = \delta/C$, используя это как первое приближение δ_p в формуле (5). Далее в системе Marc определяем более точное значение δ_p и используем его при моделировании процессов ОМД.

По описанной методике можно моделировать испытание образцов разнообразной конфигурации из различных материалов.

Правка растяжением

На рис. 4 (см. обложку) показаны диаграммы распределения $\sigma_i/\sigma_т$ на разных этапах правки растяжением листа с размерами 1,2 × 1250 × 1250 мм ($s \times b_0 \times l_0$) из стали 08Ю ОСВ. Равномерное удлинение при растяжении листа практически отсутствует. Форма листа по краям сразу же начинает

искажаться. Опасные участки находятся в центре и в углах листа.

По показателям $\sigma_i/\sigma_т$ и ε_i можно определить, на сколько можно растягивать лист до разрушения, какие размеры и прочностные свойства он приобретет, и если до растяжения лист был искривлен, то на сколько лист выпрямится на каждом этапе правки.

Обтяжка по пуансону

На рис. 5 (см. обложку) показана диаграмма распределения показателя $\sigma_i/\sigma_т$ на одном из этапов обтяжки листа по пуансону, т. е. получение полуфабриката заданной конфигурации путем пластического деформирования приложением растягивающих сил по краям заготовки в штампе на прессе или на специальной установке. Моделированием процесса определяют динамику перехода КЭ в пластическое состояние, интенсивности напряжений σ_i и деформаций ε_i на каждом этапе обработки, вероятность разрушения листа, силу обтяжки, пружинение после обтяжки и другие показатели ОМД.

Диаграмма предельных деформаций

Вероятность разрушения заготовки при ОМД определяют по двум критериям: 1) разрушение в результате деформаций: на каждом этапе обработки точки с координатами ε_1 и ε_2 для всех элементов заготовки должны располагаться ниже диаграммы предельных деформаций (ДПД) материала $\varepsilon_1 = f(\varepsilon_2)$ с определенным запасом P_d пластичности по деформациям; при заданной абсциссе ε_2 принимаем ординату ε_1 до ДПД за 100 %; 2) разрушение в результате напряжений: точки с координатами σ_1 и σ_2 должны располагаться ниже диаграммы предельных напряжений (ДПН) материала $\sigma_1 = f(\sigma_2)$ с определенным запасом P_s пластичности по напряжениям. ДПН строят, используя ДПД и уравнения связи. Ориентировочно ДПН соответствует предельному эллипсу пластичности: $\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 = \sigma_s^2$, где σ_s находим по формуле (5) при $\varepsilon_i = \ln(1 + \delta_р)$.

На многих операциях обработки материалов НДС растягиваемого листа или образующейся в процессе вытяжки стенки детали аналогично НДС образца при испытании его на растяжение по ГОСТ 11701—84. Поэтому вероятность разрушения можно определить приближенно с учетом следующего:

1) накопленная за все этапы обработки интенсивность ε_i деформаций заготовки, равная деформации растяжения элементов в опасном сечении (например при вытяжке коробчатой детали — это граница контакта вытягиваемой стенки с кромкой пуансона на биссектрисе углового закругления), не

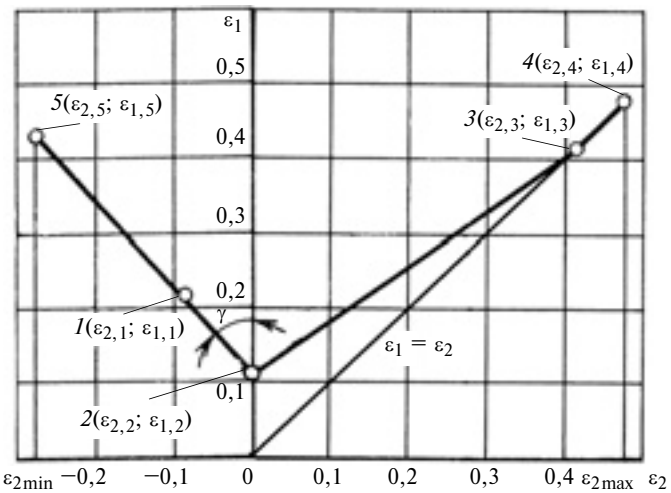


Рис. 6. Диаграмма предельных деформаций

должна превышать $\varepsilon_{lim} = \ln(1 + \delta_р)/P_d$: $\varepsilon_i < \varepsilon_{lim}$; запас P_d по деформации составляет ≈10 %;

2) интенсивность напряжений σ_i, равная наибольшему растягивающему напряжению $\sigma_{n\max}$ в опасном сечении, не должна превышать $\sigma_{lim} = \sigma_в(1 + \delta_р)/P_s$: $\sigma_{n\max} < \sigma_{lim}$; запас P_s по напряжению составляет ≈20 %.

Если данные условия выполняются с большим запасом, то для изготовления детали можно использовать менее дорогой материал той же или меньшей толщины.

ДПД строят по экспериментальным данным для каждой марки материала с учетом категории вытяжки и толщины материала. В прямоугольной системе координат (рис. 6) по оси абсцисс отложим значение наименьшей главной деформации $\varepsilon_2 = \ln(l_{min}/l_0)$, а по оси ординат — значение наибольшей главной деформации $\varepsilon_1 = \ln(l_{max}/l_0)$, где l_0, l_{min} и l_{max} — соответственно начальный, наименьший и наибольший размеры ячеек делительной сетки вблизи зоны локального утонения или разрушения образца. Область $\varepsilon_2 > 0$ соответствует двухосному растяжению, $\varepsilon_2 = 0$ — плоской деформации, $\varepsilon_2 < 0$ — растяжению со сжатием.

Для построения ДПД требуются дорогостоящие испытания. В целях экономии построим ДПД на основе относительного равномерного удлинения $\delta_р$. Значение $\delta_р$ возьмем из нормативно-технической документации на материал. При отсутствии этих данных проведем испытание на одноосное растяжение образца по ГОСТ 11701—84 с целью определения $\delta_р$. Если известно только относительное удлинение δ после разрыва и неизвестно $\delta_р$, то сначала для аналогичного материала с известными $\delta_р$ и δ находим коэффициент $C = \delta/\delta_р$, а затем рассчитываем $\delta_р = \delta/C$ для исследуемого материала.

Введем обозначения для точки *1* ($\varepsilon_{2,1}$; $\varepsilon_{1,1}$): деформация по длине l образца $\varepsilon_р = \varepsilon_{pl} = \varepsilon_{1,1} = \ln(1 + \delta_р)$; деформация по ширине b образца

$\varepsilon_{pb} = \varepsilon_{2,1} = \ln(1 + \delta_b)$); деформация по толщине s образца $\varepsilon_{ps} = \varepsilon_{3,1}$. Из условия $\varepsilon_{1,1} + \varepsilon_{2,1} + \varepsilon_{3,1} = 0$ несжимаемости материала следует: $\varepsilon_{3,1} = -\varepsilon_{1,1} - \varepsilon_{2,1}$ (вторая цифра в индексах означает номер точки на ДПД). Обозначения остальных точек ДПД аналогичны, изменяется только вторая цифра в индексах. Принимаем модель линейного растяжения или сжатия изотропного образца, для которой $\varepsilon_{2,1} = \varepsilon_{3,1} = -0{,}5\varepsilon_{1,1}$, на ДПД строим точку *1* ($\varepsilon_{2,1}$; $\varepsilon_{1,1}$) (см. рис. 6). Из точки *1* проводим прямую до пересечения с осью ε_1 в точке *2* ($\varepsilon_{2,2}$; $\varepsilon_{1,2}$), т. е. под углом γ к оси ординат. Для широко применяемых в машиностроении материалов приближенно $\gamma = 45°$ при $\varepsilon_{2,2} = 0$, $\varepsilon_{1,2} = 0{,}5\varepsilon_{1,1}$. Таким образом, получаем графическое отображение уравнения

$$\varepsilon_1 = -\varepsilon_2 + \varepsilon_{1,2} \text{ или } \varepsilon_1 = -\varepsilon_2 + 0{,}5\ln(1 + \delta_p) \text{ при } \varepsilon_{2\min} \leqslant \varepsilon_2 \leqslant 0. \quad (7)$$

Экспериментально установлено, что при испытании на двухосное растяжение изотропного (и близкого к изотропному) листового материала вблизи зоны локального утонения и/или разрушения предельные деформации $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$ и примерно в 2 раза больше предельной деформации $\varepsilon_p = \ln(1 + \delta_p)$ при испытании на одноосное растяжение по ГОСТ 11701—84. С учетом этого строим точку *3* ($\varepsilon_{2,3}$; $\varepsilon_{1,3}$) с одинаковыми значениями $\varepsilon_{2,3} = 2\varepsilon_p = 2\ln(1 + \delta_p)$ и $\varepsilon_{1,3} = 2\varepsilon_p = 2\ln(1 + \delta_p)$, получаем графическое отображение уравнения прямой через точки *2* ($\varepsilon_{2,2}$; $\varepsilon_{1,2}$) и *3* ($\varepsilon_{2,3}$; $\varepsilon_{1,3}$):

$$\varepsilon_1 = 0{,}75\varepsilon_2 + \varepsilon_{1,2} \text{ или } \varepsilon_1 = 0{,}75\varepsilon_2 + 0{,}5\ln(1 + \delta_p) \text{ при } 0 \leqslant \varepsilon_2 \leqslant \varepsilon_{2,3}. \quad (8)$$

Из условия, что при построении ДПД всегда $\varepsilon_1 \geqslant \varepsilon_2$, следует, что ДПД должна располагаться выше или совпадать с прямой $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$. Поэтому через точки *3* ($\varepsilon_{2,3}$; $\varepsilon_{1,3}$) и *4* ($\varepsilon_{2,4}$; $\varepsilon_{1,4}$) проводим прямую, являющуюся графическим отображением уравнения

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 \text{ при } \varepsilon_{2,3} \leqslant \varepsilon_2 \leqslant \varepsilon_{2\max}, \quad (9)$$

где абсцисса и ордината точки *4* равны, и имеется некоторый запас по деформации, например утроенное значение ε_p: $\varepsilon_{1,4} = \varepsilon_{2,4} = \varepsilon_{2\max} = 3\ln(1 + \delta_p)$, поскольку расчетная деформация ε_2 (например полученная в CAD/CAE-системах) может быть больше $\varepsilon_{2,3}$. По этой же причине построенный отрезок от точки *1* до точки *2* [уравнение (7)] продлим до точки *5* ($\varepsilon_{2,5}$; $\varepsilon_{1,5}$), при этом $\varepsilon_{2,5} = \varepsilon_{2\min} = -\ln(1 + \delta_p)$ получаем с определенным запасом, так как значение $\varepsilon_{2,1}$ удвоено.

Полученную ДПД введем в CAD/CAE-систему в виде уравнений (7), (8) и (9) или координат полученных точек. Система строит ДПД с сеткой заданного размера, на которую наносит массив точек с координатами ε_1 и ε_2 для всех элементов заготовки и этапов обработки. По цвету на ДПД определяем элементы заготовки, которые по НДС близки к разрушению. По полученным данным разрабатываем технологические мероприятия [3—7] по снижению вероятности разрушения заготовки при ОМД.

Построенная ДПД для изотропного материала является первым приближением. По мере получения новых экспериментальных данных по эксплуатационным показателям материалов строим диаграммы предельных деформаций с учетом анизотропии с последующим приближением к реальным НДС исследуемых объектов.

Моделирование вытяжки кузовной детали с применением ДПД

Математическую модель поверхности кузовной детали, полученную сканированием мастер-модели на координатно-измерительной машине, импортируем в систему Marc. В графическом CAD-редакторе рассчитываем конфигурацию и размеры заготовки и проектируем пуансон, матрицу, прижим, упор, выталкиватель и другие рабочие части штампов для вытяжки и последующих операций [3—8]. По вышеприведенным формулам строим ДПД. Для ε_2 во всех КЭ заготовки рассчитываем ε_1 и $\varepsilon_{1\lim}$. Получаем цветовую диаграмму с сеткой КЭ для каждого этапа обработки, по которой определяем элементы с высокой вероятностью разрушения.

На рис. 7 (см. обложку) показана модель процесса вытяжки из листовой заготовки наружной панели капота автомобиля на прессе простого действия с подушкой для прижима краевой части заготовки, исключающего складкообразование. Материал заготовки — сталь 08Ю ВОСВ-Т (ГОСТ 9045—93) толщиной 0,7 мм со следующими средними значениями показателей для основных углов 0, 45 и 90° вырезки образцов относительно направления прокатки: $\sigma_{0,2} = 155$ Н/мм^2, $\sigma_в = 293$ Н/мм^2 и $\delta_p = 0{,}245$ по ГОСТ 11701—84. Видно, что даже на скруглениях большой кривизны в опасных сечениях значения ε_1 не превышают $\varepsilon_{1\lim}$, т. е. разрушение заготовки исключено.

Таким образом, система Marc успешно используется при моделировании процессов ОМД — гибки, вытяжки, формовки, обтяжки, правки и др., а также для испытаний образцов при проектировании технологических процессов и технологической оснастки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Жарков В. А.** Методология компьютерного проектирования технологических процессов с учетом анизотропии штампуемого материала // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2007. № 1. С. 30—42.
2. **Попов Е. А.** Основы теории листовой штамповки. М.: Машиностроение, 1977. 280 с.

Цикл статей "Проблемы теории механической обработки"

УДК 621.9.04.001.24

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
e-mail: mt13@bmstu.ru

Теоретическое обеспечение технологической механики. 3. Необоснованность закона парности касательных напряжений*

В Науке существует только один критерий: мнение не должно противоречить строго установленным фактам, но вправе противоречить любым концепциям, сколь бы привычны они ни были.

Л. Н. Гумилёв

Приведено доказательство необоснованности закона парности касательных напряжений. Рассмотрены основные аспекты моментных теорий упругости и пластичности.

Ключевые слова: касательные напряжения, закон парности, моментная теория упругости.

Deduction of twoness tangential stress rule weakness was given. Focal points of moment elasticity and plasticity theories were examined.

Keywords: tangential stresses, twoness rule, moment elasticity theory.

В данной статье речь пойдет о создании новых общих теоретических положений механики деформируемого твердого тела, в связи с чем по необходимости будет употреблено понятие "тензор".

Фундаментальным законом современной классической механики деформируемого твердого тела является закон парности касательных напряжений. В некоторых монографиях (например, в работе [1]) этот закон называют теоремой, подчеркивая тем самым его доказанность и, соответственно, незыблемость.

Для наглядности рассмотрим традиционное доказательство [1—4] закона парности касательных напряжений на примере упрощенной системы напряжений (рис. 1, *а*). Как правило, рассматривают условие равновесия, выражающееся в равенстве нулю суммы моментов всех сил относительно центра *C* бесконечно малого элемента (или относительно оси *y*). При этом считают, что момент силы, вызванной нормальным напряжением σ_x, уравновешивается моментом противоположной силы, вызванной нормальным напряжением, на невидимой грани элемента. Затем составляют уравнение равновесия, включающее в себя только сумму моментов от пар сил, обусловленных касательными напряжениями:

$$\tau_{xz}\mathrm{d}y\mathrm{d}z\mathrm{d}x - \tau_{zx}\mathrm{d}x\mathrm{d}y\mathrm{d}z = 0, \quad (1)$$

откуда после сокращения на $\mathrm{d}x\mathrm{d}y\mathrm{d}z$ и получается закон парности:

$$\tau_{xz} = \tau_{zx}. \quad (2)$$

При изложении этого доказательства практически всегда умалчивают о том, на каком основании нормальные напряжения σ_x приложены по одной оси, проходящей через центр элемента (именно это и позволяет не рассматривать соответствующие моменты). В редких случаях приводят обоснования, сводящиеся к двум вариантам: 1) поскольку рас-

*Продолжение цикла. Начало — см. "Вестник машиностроения" № 1, 2 за 2013 г., продолжение — № 4 за 2013 г.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 43)

3. **Жарков В. А.** Моделирование в системе Marc обработки материалов в машиностроении. Часть 1. Одноугловая гибка // Вестник машиностроения. 2012. № 8. С. 67—72.

4. **Жарков В. А.** Моделирование в системе Marc обработки материалов в машиностроении. Часть 2. Двухугловая гибка без прижима заготовки // Вестник машиностроения. 2012. № 9. С. 61—67.

5. **Жарков В. А.** Моделирование в системе Marc обработки материалов в машиностроении. Часть 3. Двухугловая гибка с прижимом заготовки // Вестник машиностроения. 2012. № 10. С. 60—65.

6. **Жарков В. А.** Моделирование в системе Marc обработки материалов в машиностроении. Часть 4. Вытяжка осесимметричной детали без утонения стенки // Вестник машиностроения. 2012. № 11. С. 58—65.

7. **Жарков В. А.** Моделирование в системе Marc обработки материалов в машиностроении. Часть 5. Вытяжка осесимметричной детали с утонением стенки // Вестник машиностроения. 2012. № 12. С. 54—61.

8. **Жарков В. А.** Моделирование в системе Marc обработки материалов в машиностроении. Часть 6. Вытяжка детали сложной формы // Вестник машиностроения. 2013. № 2. С. 67—73.

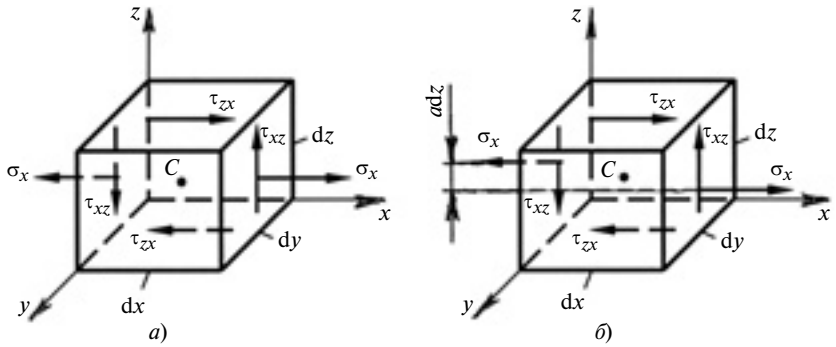


Рис. 1. Система напряжений для доказательства закона парности касательных напряжений (*а*) и возможная система с эксцентриситетом нормальных напряжений (*б*)

сматривается напряженное состояние в точке, то выделенный бесконечно малый элемент и представляет собой эту точку, а для точки понятие центральной точки лишено смысла (проще говоря, точка — она и есть точка); 2) так как элемент бесконечно мал, то изменением напряжений в пределах его протяженности можно пренебречь, т. е. считать напряженное состояние однородным и, соответственно, равнодействующие полных напряжений — приложенными по центрам граней элемента [5, с. 25].

Очевидно, что оба обоснования сводятся к бесконечной малости рассматриваемого элемента. Для дальнейшего анализа сформулируем это положение чисто математически: закон парности касательных напряжений является теоремой, не требующей принятия соответствующего допущения, если эксцентриситет напряжений в пределах бесконечно малого элемента не приводит к появлению значимых членов в уравнении равновесия моментов, т. е. если, например, бесконечно малый эксцентриситет $a\mathrm{d}z$, где $0 \leqslant a \leqslant 1$, нормальных напряжений σ_x (рис. 1, *б*) не приводит к появлению значимых членов в уравнении (1). Проверим, так ли это на самом деле. Для указанных условий уравнение равновесия моментов имеет вид:

$$\tau_{xz}\mathrm{d}y\mathrm{d}z\mathrm{d}x - \tau_{zx}\mathrm{d}x\mathrm{d}y\mathrm{d}z + \\ + \sigma_x\mathrm{d}y\mathrm{d}z a\mathrm{d}z = 0. \qquad (3)$$

Из уравнения (3) после сокращения на $\mathrm{d}y\mathrm{d}z$ получим:

$$\tau_{xz}\mathrm{d}x - \tau_{zx}\mathrm{d}x + \sigma_x a\mathrm{d}z = 0. \qquad (4)$$

В уравнении (4) все члены имеют одинаковый порядок малости и, следовательно, последний член левой части, обусловленный эксцентриситетом нормальных напряжений, является значимым. Если для большей наглядности принять $\mathrm{d}x = \mathrm{d}z$ и взять среднее значение $a = 0{,}5$ (ведь можно принять и $a = 1$), то уравнение (4) преобразуется к виду:

$$\tau_{xz} - \tau_{zx} + 0{,}5\sigma_x = 0. \qquad (5)$$

Последний член левой части уравнения (5) равен максимально возможному касательному напряжению при линейном растяжении, т. е. даже при среднем значении a он может быть самым значимым членом уравнения равновесия моментов. Следовательно, *в общем случае закон парности касательных напряжений является необоснованным*.

Этот закон справедлив только в случае принятия *гипотезы центрального взаимодействия*, согласно которой взаимодействие двух частиц тела по бесконечно малому элементу поверхности полностью характеризуется силовым вектором, приложенным в центре тяжести этого элемента. Таким образом, классическая теория механики деформируемого твердого тела правомерна для тел, у которых между частицами действуют только центральные силы. Это ограничивает область применения классической теории, так как из-за закона парности удовлетворительная трактовка целого ряда реальных закономерностей возможна только при молекулярных теориях кристаллических решеток, допускающих нецентральное взаимодействие частиц.

Интересна история возникновения закона парности касательных напряжений. В 1821 г. Анри Навье представил во Французскую академию наук свою работу, в которой впервые были выведены три уравнения равновесия, положившие начало математической механике деформируемого твердого тела. Навье вывел эти уравнения, исходя из предположения о центральном взаимодействии молекул среды. Эта работа очень заинтересовала Луи Коши, который в 1822 г. представил во Французскую академию свою работу на ту же тему. Он не только ввел в рассмотрение привычные нам элементы среды, но и вывел те же уравнения равновесия из других соображений (их используют и сегодня), а также впервые разложил полное напряжение на нормальное и касательное. Для касательных напряжений Коши доказал теорему, которую сейчас называют законом парности. Неизвестно, почему перед этим доказательством Коши не дал ясной формулировки допущения о центральном взаимодействии элементов. Возможно, он об этом просто не задумывался, так как пытался развить и улучшить теорию Навье, основанную на гипотезе центрального взаимодействия молекул. Научный же авторитет Коши — величайшего математика в истории науки, был столь значим, что его доказательство, не задумываясь, переписывали и до сих пор переписывают из книги в книгу.

Тем не менее то, что классическая теория механики деформируемого твердого тела построена на гипотезе центрального взаимодействия частиц, известно уже

давно. Впервые уравнения теории упругости при непарных касательных напряжениях были получены в 1909 г. братом и сестрой (это установил Г. С. Шапиро) Коссера́, которых в научных публикациях ошибочно называют братьями. Для детального ознакомления с этой теорией упругости, названной моментной, любителям тензорных преобразований можно рекомендовать основополагающие работы [6—11], а все остальные могут углубиться в проблему по весьма доступному для восприятия учебному пособию [12, с. 13, 14; 50—56].

Академик Г. Н. Савин успешно применил уравнения моментной теории упругости для требующих особой строгости решения задач по концентрации напряжений [13], в результате чего установлено, что игнорирование непарности касательных напряжений в "тонких" задачах по концентрации напряжений при определении коэффициента концентрации может давать ошибку в 1,5—2 раза.

Однако так как приведенное выше математическое доказательство необоснованности закона парности касательных напряжений автору данной статьи ранее не встречалось, то можно с определенной вероятностью полагать, что оно получено впервые. Доказательство было опубликовано по инициативе двух преподавателей кафедры прикладной механики МГТУ им. Н. Э. Баумана Ж. К. Махортых и Б. А. Линёва, которые являются непосредственными учениками А. А. Ильюшина и долгое время работали под его руководством, а затем и под руководством А. Ю. Ишлинского в Институте механики СССР. Кроме того, при обсуждении общих проблем механики на заседании указанной кафедры все присутствовавшие специалисты в области механики сплошной среды признали это доказательство ранее им неизвестным.

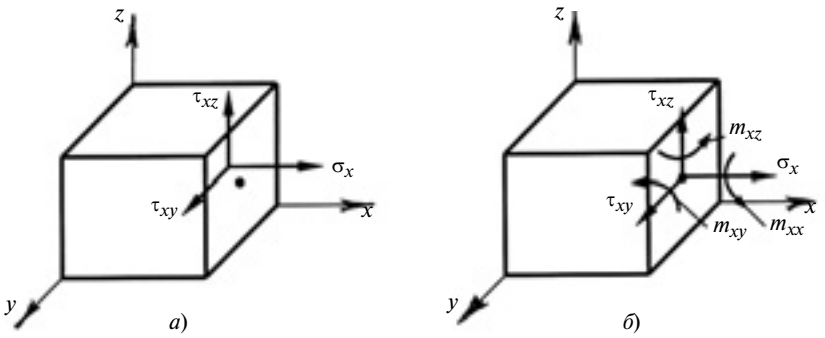


Рис. 2. Нецентральное приложение компонентов полного напряжения в общем случае (*а*) и их эквивалентный перенос в центр площадки (*б*)

Итак, в общем случае следует полагать, что вектор полного напряжения, характеризуемый как нормальной, так и касательными составляющими, на любой элементарной площадке имеет некоторый эксцентриситет относительно ее центра (рис. 2, *а*). Как известно, при эквивалентном переносе в центр площадки по правилам механики к действующим нагрузкам следует добавить моменты сил относительно точки переноса, которые обусловят появление моментных напряжений m_{xx}, m_{xy}, m_{xz} (рис. 2, *б*). Кроме того, моменты вызовут вращение элемента среды, а также искажение плоскостей его граней. Наличие моментных напряжений, вращения, непарности (несимметричности) касательных напряжений привело к различию наименований соответствующей теории упругости, что отразилось даже в названиях работ [6—11] по этим вопросам.

В фундаментальной работе брата и сестры Коссера́ впервые было введено понятие моментного континуума, малые перемещения материальных точек которого характеризуются двумя векторными полями: $\bar{u} = \bar{u}(x, y, z)$; $\bar{\omega} = \bar{\omega}(x, y, z)$, где $\bar{u}$ — характеризует малые перемещения; $\bar{\omega}$ — малые повороты, в общем случае независимые от $\bar{u}$. Частным случаем моментного континуума Коссера́ является среда со стесненным вращением, в которой $\bar{\omega}$ полностью описывается вектором $\bar{u}$: $\bar{\omega} = 0{,}5\mathrm{rot}\,\bar{u}$.

Моментная теория упругости с независимым вращением подробно рассмотрена в работе [6], а со стесненным вращением — в работах [7—13]. При разработке моментной теории пластичности автор данной статьи отталкивался от варианта теории Коссера́ для стесненного вращения, так как он проще варианта с независимым вращением и требует определения меньшего числа новых характерных констант материала, что облегчит прикладное использование новой теории пластичности. Для повышения эффективности решений в моментную теорию пластичности можно также ввести функции напряжений типа функций Эри, Лява или Нейбера—Папковича [14, Т. 3, с. 414—444].

Таким образом, более строгая и общая постановка задач механики деформируемого твердого тела предполагает, что напряженное состояние элементарного параллелепипеда будет вполне определено, если задан не только тензор основных напряжений, который в данном случае является несимметричным и содержит уже не 6, а 9 независимых компонентов ($\tau_{xz} \neq \tau_{zx}$ и т. д., причем τ_{xz} уже не определяет не только значение, но даже и направление τ_{zx} — к линии пересечения соответствующих граней элемента или от нее), но задан и тензор моментных напряжений, аналогичный тензору основных напряжений и также содержащий 9 компонентов. Это влечет за собой

введение дополнительных определяющих уравнений и значительно усложняет чисто математическую сторону решения задач. Если полная система уравнений классической (безмоментной) теории упругости включает 15 уравнений, содержащих 15 неизвестных, то полная система уравнений моментной теории упругости включает уже 36 уравнений с 36 неизвестными функциями.

Как уже указывалось, моментная теория упругости была разработана достаточно давно и использовалась для получения практически важных решений. Однако моментная теория пластичности отсутствовала и была впервые разработана и использована автором статьи для получения конкретных решений задач осадки и выдавливания цилиндрических стаканов (насколько сложнее моментная теория пластичности моментной теории упругости можно судить, если сопоставить по математической сложности и числу замкнутых решений классические безмоментные теории упругости и пластичности). Сравнение решений на основе моментной теории пластичности с решениями, полученными автором с помощью традиционной безмоментной теории пластичности [14], показало, что учет непарности касательных напряжений позволяет удовлетворить всем имеющимся статическим граничным условиям (что не удается сделать в рамках традиционной теории) и повышает оценку необходимой силы деформирования.

К сожалению, в настоящее время значительно снизилась математическая подготовка ученых, занимающихся технологическими приложениями теории пластичности. В частности, сегодня считается крайне затруднительным выводить формулы даже с использованием крайне упрощенных так называемых инженерных методов теории обработки металлов давлением, и в подавляющем большинстве случаев вместо аналитических решений используются численные расчеты с помощью стандартных программ по методу конечных элементов. В связи с этим автор считает нецелесообразным в данный момент подробно рассматривать моментную теорию пластичности. Приведем только полученное на основе собственных новых тензорных выражений энергетическое условие пластичности в моментной теории, которое запишем для лучшего понимания в развернутой форме:

$$\frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_x-\sigma_y)^2+(\sigma_y-\sigma_z)^2+(\sigma_z-\sigma_x)^2+6(\tau_{xy}^2+\tau_{yx}^2+\tau_{yz}^2+\tau_{zy}^2+\tau_{xz}^2+\tau_{zx}^2)+\frac{3}{2l^2(1+\eta)}\times\left\{m_{xx}^2+m_{yy}^2+m_{zz}^2+m_{xy}^2+m_{yx}^2+m_{yz}^2+m_{zy}^2+m_{xz}^2+m_{zx}^2+\frac{\eta}{1-\eta}[(m_{xy}-m_{yx})^2+(m_{yz}-m_{zy})^2+(m_{zx}-m_{xz})^2]\right\}}=\sigma_s, \qquad (6)$$

где m_{xy}, m_{yx} и т. д. — моментные напряжения; l и η — две новые постоянные материала, первая из которых характеризует новый изгибно-крутильный модуль, а вторая подобна коэффициенту Пуассона (эксперименты, необходимые для определения новых постоянных, разработаны, однако автор не имел возможности провести достаточно сложные опыты с кручением прецизионных тонкостенных трубок).

Левая часть моментного условия (6) пластичности является инвариантом и в частном случае отсутствия моментных напряжений переходит в известное условие пластичности Губера—Мизеса. Полученное условие пластичности позволяет объяснить известное несовпадение результатов испытаний образцов на растяжение и испытаний на кручение (в том числе и кручение тонкостенных трубок). Дело в том, что при простом растяжении моментные напряжения отсутствуют, а при кручении они наблюдаются, чем и обусловлены дополнительные члены в левой части условия пластичности.

Аналогично в соответствии с известной теоремой о преобразовании при пластической деформации сферы в эллипсоид [15] элементы исходной квадратной делительной сетки должны в ходе деформации превращаться в ромбы или параллелограммы (рис. 3, *а*). Однако даже при нанесении сетки с очень малым шагом ее линии не только заметно искривляются, но и образуют не параллелограммы, а явные трапецеидальные элементы (рис. 3, *б*), что можно объяснить влиянием моментных напряжений.

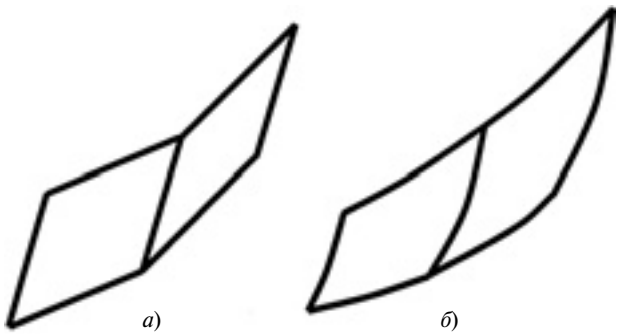


Рис. 3. Искажение квадратных ячеек делительной сетки:
а — по теореме преобразования сферы в эллипсоид; *б* — полученное экспериментально

Заметим, что известное в классической теории пластичности условие Губера—Мизеса имеет в научной литературе несколько названий: 1) условие постоянства интенсивности напряжений; 2) условие постоянства октаэдрического касательного напряжения; 3) условие постоянства интенсивности касательных напряжений; 4) условие постоянства удельной энергии изменения формы или энергетическое условие.

Введение в рассмотрение моментных напряжений и учет их влияния на переход среды в пластическое состояние делает приемлемым только четвертое название. В связи с этим в основу вывода нового условия (6) пластичности автором было положено следующее утверждение: количество удельной потенциальной энергии упругой деформации формы элемента моментной среды, необходимое для перехода последней в пластическое состояние, независимо от схемы напряженного состояния является для данных условий деформации величиной постоянной.

Так как согласно последним экспериментам повышаются действительный предел текучести поликристаллических материалов и предел прочности хрупких материалов при наличии градиента деформации, то может оказаться необходимым включение моментных напряжений в критерий разрушения. В энергетическом критерии разрушения энергию искривления, обусловленную моментными напряжениями, можно учитывать наряду с обычной энергией деформирования [9].

Таким образом, так как воздействия моментных напряжений при упругом деформировании в целом невелики [7], то целесообразней исследовать их влияние на пластическое деформирование, при котором можно ожидать значительно больших поправок результатов существующих теорий пластичности.

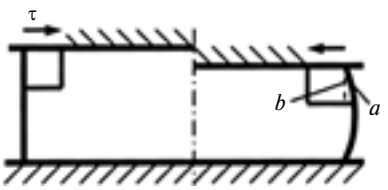


Рис. 4. Нарушение закона парности касательных напряжений при осадке длинной прямоугольной полосы с трением

[При широком интересе читателей автор готов целиком опубликовать свою моментную теорию пластичности и примеры ее конкретного применения. Однако данная теория как достаточно громоздкая и *общая для механики деформируемого твердого тела* разработана именно в трудно воспринимаемом тензорном виде (например, использован кососимметричный тензор Леви—Чивита $\in ijk$ третьего ранга [16], который не применяется в традиционной механике сплошной среды). При публикации будут изложены, естественно, только полученные автором решения трех конкретных задач: плоской и осесимметричной осадки и обратного выдавливания цилиндрических стаканов].

Итак, с учетом современных воззрений инженеров на теорию обработки металлов давлением, являющуюся основным "потребителем" прикладной теории пластичности, развитие моментной теории пластичности в настоящее время представляется нецелесообразным, а все рассуждения о непарности касательных напряжений приведены, чтобы далее сделать определенные методологические выводы, а также чтобы специалисты, связанные с технологическими приложениями теории пластичности, понимали истинную причину отсутствия полностью корректных решений задач пластичности, имеющих практическую ценность.

Приводя решение Л. Прандтля для осадки с трением длинной прямоугольной полосы, обычно указывают, что это решение неудовлетворительно вблизи краев полосы, так как оно свидетельствует о наличии касательных напряжений на свободной боковой поверхности, где они явно отсутствуют (рис. 4, слева от оси). Без понимания реальной возможности непарности касательных напряжений возникает обманчивое ощущение, что Прандтль просто не смог решить задачу корректно, а это возможно.

При большом контактном трении боковая поверхность заготовки приобретает выпуклую форму (рис. 4, справа от оси), что иногда используют как доказательство отсутствия нарушения закона парности касательных напряжений: так как боковая грань выделенного малого элемента *a* не перпендикулярна к поверхности осаживающей плиты, то никакого нарушения нет. Такое обоснование крайне неубедительно: во-первых, в начальный момент деформации перпендикулярность соблюдается, трение на поверхности плиты есть, а на боковой поверхности заготовки его нет; во-вторых, трудно представить, что в перпендикулярной к контактной поверхности площадке *b* имеется большое касательное напряжение, а в близко расположенной к ней площадке *a* его уже нет, тем более, что при осадке площадка *a* отходит от площадки *b* постепенно и в начальной стадии деформирования бесконечно близка к ней.

В традиционных расчетных схемах большинства задач по обработке металлов давлением для отрицания нарушения закона парности касательных напряжений нельзя сослаться даже и на бочкообразование. На рис. 5 показаны очевидные с учетом направления течения металла (штриховые стрелки) нарушения закона парности (сплошные стрелки — направление касательных напряжений на гранях малых элементов). На рис. 6 показано такое же нарушение при прокатке (при возможном наличии зоны опережения направление касательных напряжений будет противоположным, что не устранит их непарность ввиду отсутствия трения на свободной вертикальной поверхности прокатанного торца заготовки).

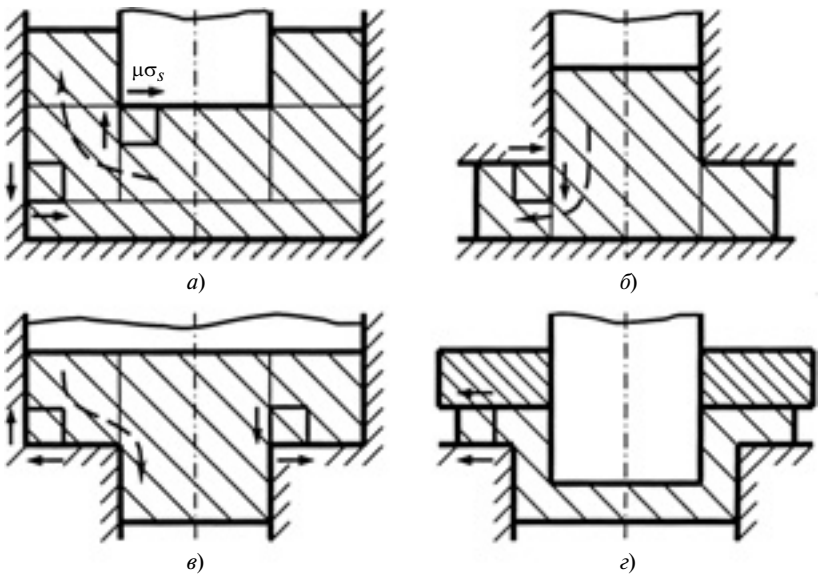


Рис. 5. Нарушение закона парности касательных напряжений при выдавливании: обратном (*а*); радиальном (*б*); прямом (*в*) и вытяжке с прижимом (*г*)

Неопределенность, вносимая очевидными нарушениями закона парности касательных напряжений, при так называемых инженерных методах исследования обработки металлов давлением обусловливает большую возможность "подгона" теоретических результатов под экспериментальные. Например, в угловой точке пуансона при обратном выдавливании (см. рис. 5, *а*) можно с равной обоснованностью принять касательное напряжение $\tau_{\rho z} = -\mu\sigma_s$ (по поверхности контакта с пуансоном) или $\tau_{\rho z} = 0{,}5\sigma_s$ (по вертикальной поверхности разрыва скоростей течения), т. е. изменить не только величину, но и знак касательного напряжения. Более строгие методы теории пластичности, например теория пластического течения, этого уже не допускают:

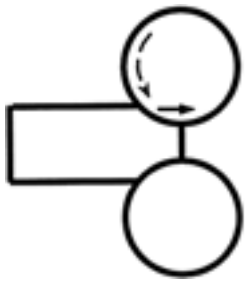


Рис. 6. Нарушение закона парности касательных напряжений при прокатке

как правило, на основе принятого поля скоростей по ходу решения приходится определять скорость угловой деформации $\eta_{\rho z}$ [14], знак которой должен совпадать со знаком касательного напряжения $\tau_{\rho z}$ [см. 17, четвертое уравнение системы (2)], т. е. знак $\eta_{\rho z}$ в случае нарушения парности определяет выбор граничного условия однозначно.

Неустранимая при наличии контактного трения непарность касательных напряжений — одна из причин, по которой ученые теоретики, занимающиеся математической теорией пластичности, любят решать задачи в предположении полного отсутствия трения, уклончиво называя их деформацией в *гладких* штампах. Это, как правило, позволяет относительно легко получить "красивое" (т. е. математически безупречное) решение. Однако несмотря на то, что реальные штампы всегда шлифуют и даже полируют, а также используют смазочные материалы, контактное трение при обработке металлов давлением всегда значительно. Поэтому "красивые" академические решения математической теории пластичности в подавляющем большинстве случаев не находят практического применения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Джонсон У., Меллор П.** Теория пластичности для инженеров. М.: Машиностроение, 1979. 567 с.

2. **Теория** обработки металлов давлением / И. Я. Тарновский, А. А. Поздеев, О. А. Ганаго и др. М.: Металлургиздат, 1963. 672 с.

3. **Томленов А. Д.** Теория пластического деформирования металлов. М.: Металлургия, 1972. 408 с.

4. **Феодосьев В. И.** Сопротивление материалов. М.: Наука, 1970. 544 с.

5. **Тимошенко С. П., Гудьер Дж.** Теория упругости. М.: Наука, 1979. 560 с.

6. **Пальмов В. А.** Основные уравнения теории несимметричной упругости // Прикладная математика и механика. 1964. Т. 28. Вып. 3. С. 401—408.

7. **Койтер В. Т.** Моментные напряжения в теории упругости // Механика. 1965. Т. 3. Вып. 91. С. 89—112.

8. **Миндлин Р. Д., Тирстен Г. Ф.** Эффекты моментных напряжений в линейной теории упругости // Механика. 1964. Т. 4. Вып. 86. С. 80—114.

9. **Миндлин Р. Д.** Влияние моментных напряжений на концентрацию напряжений // Механика. 1964. Т. 4. Вып. 86. С. 115—128.

10. **Аэро Э. Л., Кувшинский Е. В.** Основные уравнения теории упругости с вращательным взаимодействием частиц // Физика твердого тела. 1960. Т. 2. Вып. 7. С. 1399—1409.

11. **Кувшинский Е. В., Аэро Э. Л.** Континуальная теория асимметричной упругости. Учет "внутреннего" вращения // Физика твердого тела. 1963. Т. 5. Вып. 9. С. 2591—2598.

12. **Безухов Н. И., Лужин О. В.** Приложение методов теории и пластичности к решению инженерных задач. М.: Высшая школа, 1974. 200 с.

13. **Савин Г. Н.** Распределение напряжений около отверстий. Киев: Наукова думка, 1968. 888 с.

14. **Воронцов А. Л.** Технологические задачи теории пластичности. В 3 т. М.: Машиностроение, 2006. Т. 1. 474 с., Т. 2. 397 с., Т. 3. 475 с.

15. **Смирнов-Аляев Г. А.** Сопротивление материалов пластическому деформированию. Л.: Машиностроение, 1978. 368 с.

16. **Векуа И. Н.** Основы тензорного анализа и теории ковариантов. М.: Наука, 1978. 296 с.

17. **Воронцов А. Л.** Теоретическое обеспечение технологической механики. 2. Применение тензоров и сдвиговых обозначений // Вестник машиностроения. 2013. № 2. С. 62—66.

УДК 621.9.025.72-415.001.5

Ю. Г. КАБАЛДИН, академик РИА, д-р техн. наук, С. В. СЕРЫЙ,
Е. В. СИМАГИНА, кандидаты технических наук
(Комсомольский-на-Амуре технический университет),
e-mail: Uru.40@mail.ru)

Повышение устойчивости процесса при резании инструментом с нанопокрытием

Исследовано влияние состава и структуры износостойкого покрытия на устойчивость процесса резания.

Ключевые слова: покрытия, технологическая система, устойчивость.

The influence of composition and structure of wear-resistance coating on cutting operation stability was examined.

Keywords: coatings, manufacturing system, stability.

Надежность — это безотказность работы системы в установленный период времени. Износостойкость и надежность в значительной степени зависят от динамических характеристик технологической системы — устойчивости процесса резания, способности системы противостоять возникновению в ней хаотической динамики [1—6]. Поэтому необходимы новые подходы к оценке динамики процесса резания, выбору режущего инструмента, составов и структуры износостойких покрытий [7, 8], обеспечивающие повышение его износостойкости. Методы осаждения покрытий на режущие пластины, относящиеся к CVD — химическому осаждению из газовой фазы и PVD — физическому осаждению из плазмы, имеют свои преимущества и недостатки. Методы CVD обеспечивают более высокую прочность сцепления покрытия с твердосплавной основой. Методы PVD (КИБ — конденсация с ионной бомбардировкой, магнетронный и т. д.) обеспечивают более широкий спектр покрытий по составу [7, 8].

Проводили исследования влияния состава покрытия на устойчивость резания. Для этого был разработан экспериментальный стенд, состоящий из станка и измерительной аппаратуры — динамометра и резца с датчиком для регистрации виброакустической эмиссии (ВАЭ) при резании [6]. Обрабатывали сталь 45 и коррозионно-стойкую сталь 1Х18Н10Т. Осциллограммы, полученные путем регистрации и обработки сигнала ВАЭ при резании (рис. 1) рассматривали как временные ряды, на основе которых определяли фрактальную размерность сигнала ВАЭ [1—3].

Установлено, что при обработке стали 45 (рис. 2, *а*) и стали Х18Н10Т наибольшие силы резания наблюдались при работе пластинами без покрытия (зависимость *1*), а также с покрытием TiCN (зависимость *2*), а наименьшие при работе инструментом с покрытием AlTiN (зависимость *5*). Кроме того, для стали 45 исследованы зависимости коэффициента усадки $K_у$ стружки (рис. 2, *б*) и угла γ сдвига текстуры (рис. 2, *в*) от скорости v резания и состава покрытия режущего инструмента. Установлено (рис. 2, *б* и *в*), что покрытия существенно снижают деформационные характеристики процесса резания. Это связано с уменьшением сил трения и интенсивности пластических сдвигов на разных структурных уровнях [6] в зоне вторичной деформации на участке пластического контакта стружки с инструментом.

На рис. 3 приведены зависимости стойкости T инструмента от скорости v резания при обработке стали Х18Н10Т. Наибольшая стойкость зафиксирована при обработке режущим инструментом с покрытием AlTiN. Испытания на стойкость показали, что наибольшая работоспособность свойственна двухэлементным покрытиям. Покрытие AlTiN имеет мелкозернистую структуру. Исследования на атомном силовом микроскопе (АСМ) показали, что средний размер зерен составляет ≈100 нм. На рис. 4 представлены микрофотографии микроразрушений разных покрытий.

Типичным для всех исследуемых покрытий и для обоих обрабатываемых материалов является их растрескивание в начальный момент резания с дальнейшим отрывом частиц покрытия, после чего твердосплавная основа

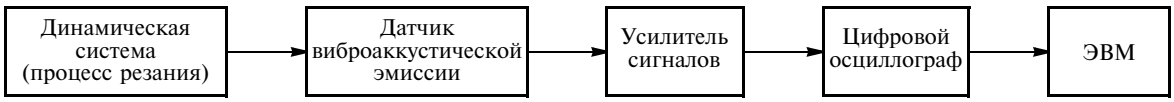


Рис. 1. Обобщенная схема регистрации и обработки сигнала ВАЭ при резании

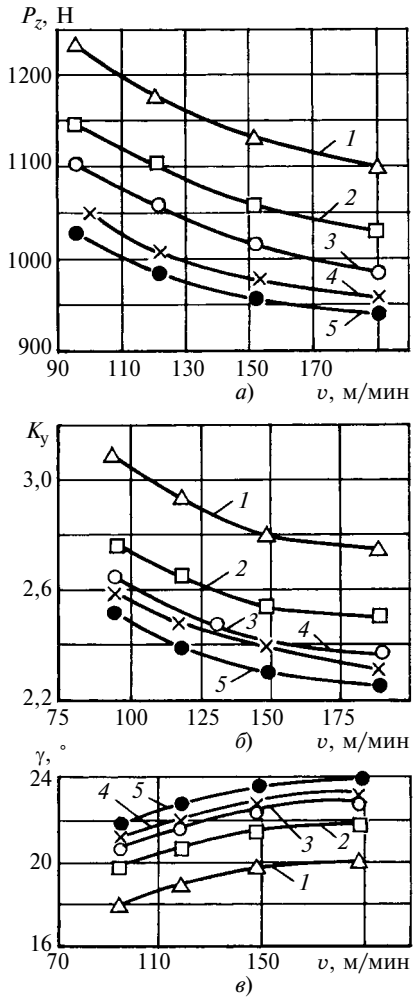


Рис. 2. Зависимости силы резания P_z (*а*), коэффициента K_y усадки стружки (*б*) и угла γ сдвига текстуры (*в*) от скорости *v* резания при обработке стали 45 режущим инструментом без покрытия (*1*) и с покрытиями: TiCN (*2*); AlTiN—TiN—ml (*3*); AlCrN (*4*); AlTiN (*5*)

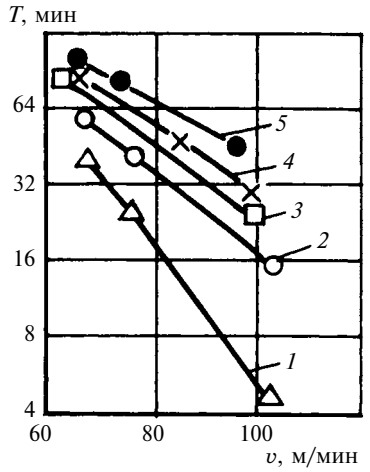


Рис. 3. Зависимости стойкости *T* инструмента без покрытия (*1*) и с покрытиями: AlCrN (*2*); TiCN (*3*); AlTiN—TiN—ml (*4*); AlTiN (*5*), от скорости *v* резания стали Х18Н10Т

оголяется и образуется лунка износа (см. рис. 4, *а* и *б*). В покрытии AlCrN имеют место более интенсивные растрескивание (см. рис. 4, *е*) и отрыв отдельных частиц. В покрытии AlTiN эти процессы менее активны (см. рис. 4, *б*). Эффективность покрытия AlTiN зависит от размера его зерен. С помощью АСМ установлено, что при осаждении данного покрытия формируются наноструктурные зерна размером ≈100 нм (рис. 5). Кроме того, анализ механизма разрушения покрытия AlTiN показал, что после растрескивания имеет место меньший отрыв частиц (см. рис. 4, *в*, *г*). Частицы покрытия могут находиться в вырывах зерен карбидов твердосплавной основы, что обеспечивает повышение износостойкости режущего инструмента на участке нормального изнашивания.

Результаты исследования фрактальной размерности сигнала ВЭА при резании стали 45 на

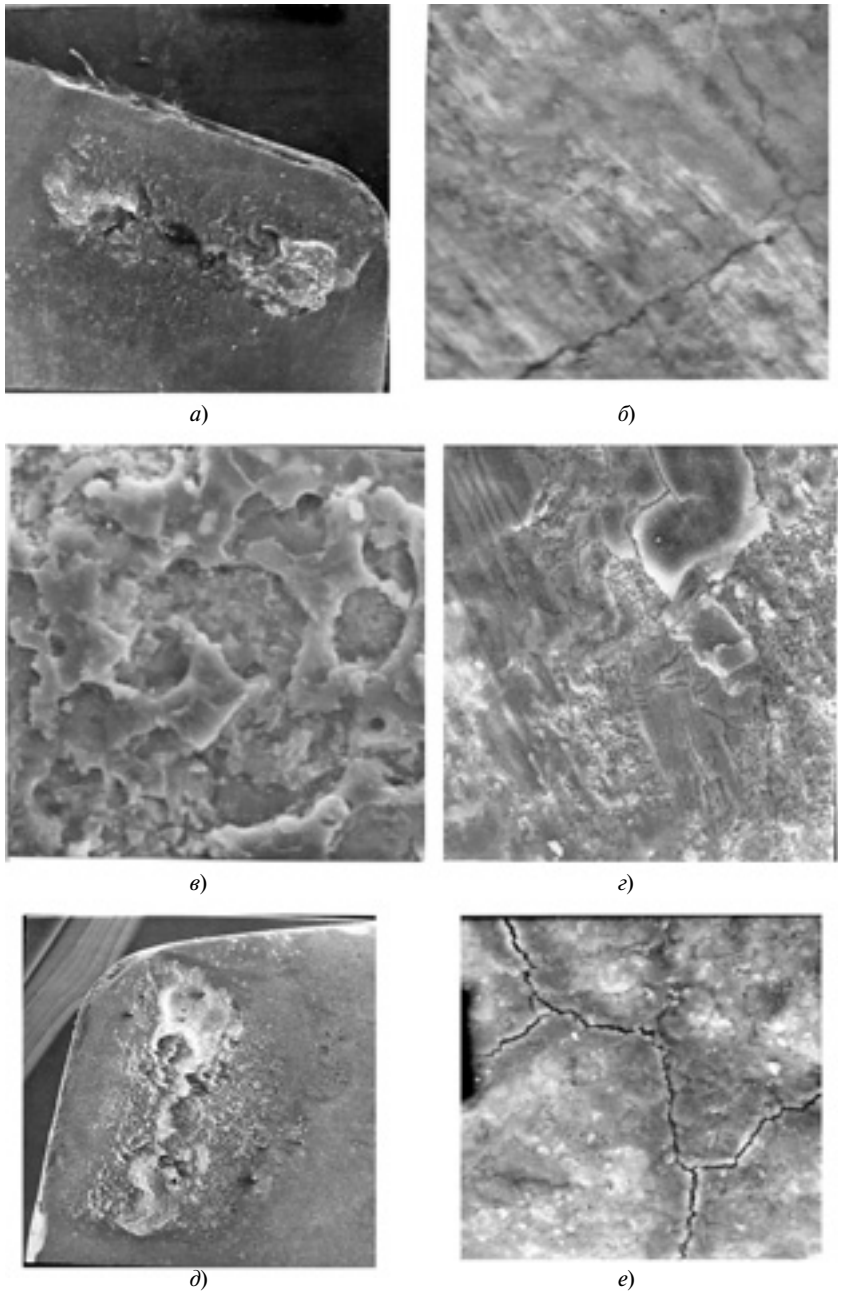
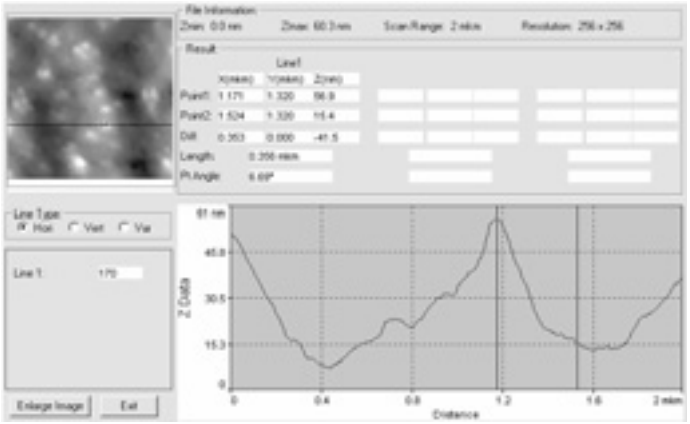


Рис. 4. Микрофотографии, отражающие характер и механизм микроразрушения покрытий AlTiN (*а—г*) и AlCrN (*д*, *е*) (*а*, *д* — ×100; *б*, *в*, *г*, *е* — ×3000)



Средняя высота зерен для каждого скана, нм	
1.	108,783 ± 25,4139
2.	109,854 ± 23,6519
3.	119,187 ± 27,6264

Рис. 5. Скриншот на АСМ при анализе структуры покрытия AlTiN

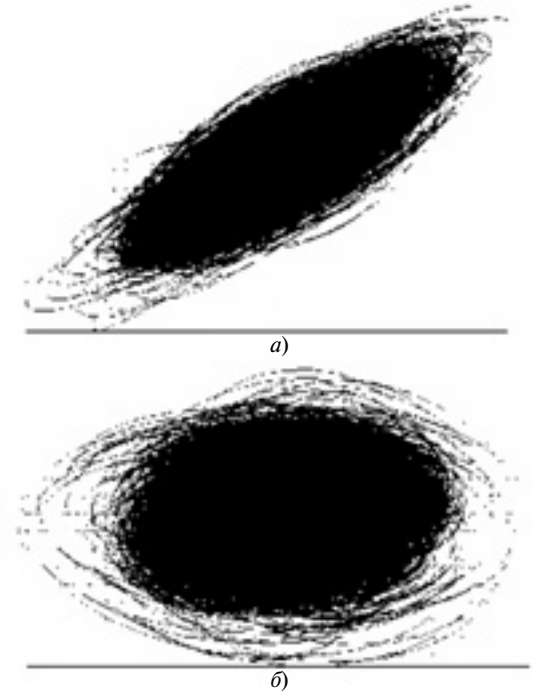


Рис. 6. Аттракторы сигнала ВАЭ при резании стали 45 инструментом с покрытиями AlTiN (*а*) и AlCrN (*б*)

режиме v = 100 м/мин, t = 1 мм, S = 0,12 мм/об при разных покрытиях инструмента приведены ниже.

Покрытие	Фрактальная размерность
TiCN	1,17
AlCrN	1,18
AlTiN.	1,14
AlTiN—TiN—ml	1,17
Без покрытия.	1,22

Фрактальная размерность характеризует устойчивость динамической системы в фазовом пространстве [6]: чем она выше, тем менее устойчива система. Из рис. 6 видно, что при резании инструментом с покрытием AlTiN размер фазового пространства меньше, чем при резании инструментом с покрытием AlCrN. Аттракторы (наборы фазовых траекторий, так называемые фазовые портреты) инструмента с покрытием AlTiN имеют форму эллипса (рис. 6, *а*), а инструменты с покрытием AlCrN — форму тора (рис. 6, *б*).

Фрактальная размерность аттрактора при резании инструментом с покрытием AlTiN (см. рис. 5) при обработке стали 45 составила 1,14, а при резании с покрытием AlCrN — 1,18. Известно [1, 2], что решение системы дифференциальных уравнений, описывающих динамику периодических колебаний во времени, позволяет наиболее полно изучить ее на фазовой плоскости или в пространстве. Решению этих уравнений движения как функции времени соответствует гладкая кривая в фазовой плоскости — фазовая траектория. Такое качественное решение дифференциальных уравнений возможно только для диссипативных динамических систем. Поэтому можно утверждать, что покрытие AlTiN обеспечивает бóльшую, чем другие покрытия, диссипацию энергии упругой деформации как в зоне стружкообразования, так и в прирезцовых слоях стружки.

На рис. 7 представлены связи систем, входящих в технологическую систему станка. Отдельно выделены упругая система инструмента и система резания как наиболее важные в технологической системе. Указаны прямые и обратные связи между ними.

Упругая система станка (УСС) как активный элемент обменивается энергией, поступающей при резании, с другими подсистемами. Это вызывает перемещение и деформацию отдельных деталей и узлов станка. Кроме того, в подсистемах происходит диссипация энергии по отдельным механизмам (выделение теплоты при трении в узлах и подвижных соединениях, изнашивание деталей, автоколебания, релаксация напряжений и т. д.).

По-видимому, наиболее общим механизмом диссипации энергии в динамических системах являются различного вида релаксационные явления, которые

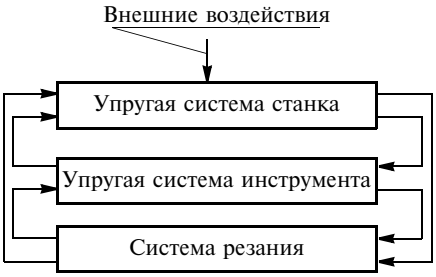


Рис. 7. Связи подсистем в технологической системе станка

можно описать только с помощью нелинейных уравнений, что объясняет запаздывание и нелинейность подсистем УСС, а следовательно, ее хаотизацию [1—5].

Механическая работа $A_р$, зависящая от внешнего воздействия, передается через всю систему, и энергетический баланс в УСС имеет вид [5]:

$$\Delta E_м = \Delta E_р + \Delta E_д + \\ + \Delta E_{дис} + \Delta E_т, \quad (1)$$

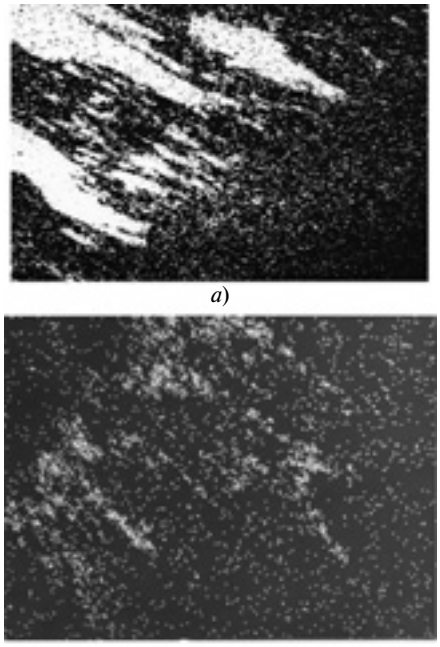
где $\Delta E_м$ — механическая энергия в УСС; $\Delta E_р$ — энергия, затрачиваемая на резание (полезная); $\Delta E_д$ — энергия деформации, накапливаемая в подсистемах; $\Delta E_{дис}$ — рассеиваемая энергия; $\Delta E_т$ — тепловая энергия, образующаяся в подсистемах от трения деталей в узлах и зоне резания.

Для устойчивого функционирования технологической системы важно, чтобы поступающая в систему энергия полностью рассеивалась в подвижных соединениях и узлах (колебательных системах), т. е. должно быть:

$$\Delta E_р + \Delta E_д + \Delta E_т = \Delta E_{дис}. \quad (2)$$

Накопление теплоты Q и рост энтропии S в системе изменяют условия смазывания, вызывают температурные деформации деталей, обусловливающие скачкообразное перемещение подвижных частей в узлах, и релаксационные автоколебания. В свою очередь вибрации УСС существенно влияют на точность и качество обрабатываемых деталей, а также на стойкость инструмента, которые зависят не только от жесткости стыков, но и от демпфирующих свойств колебательных систем. Таким образом, имеется корреляция между фрактальной размерностью, являющейся диссипативной характеристикой динамической системы, и контактными показателями процесса резания (см. рис. 2): чем меньше фрактальная размерность, тем ниже контактные показатели.

Устойчивость УСС связывают главным образом с жесткостью



а)

б)

Рис. 8. Микрофотографии микрорентгеноспектрального анализа распределения железа на контактных поверхностях инструмента из ВК8 без покрытия (*а*) и с покрытием AlTiN (*б*)

(податливостью) стыков в динамической системе. Фрикционные свойства контактных поверхностей инструмента не учитываются. На рис. 8 приведены микрофотографии микрорентгеноспектрального анализа контактных поверхностей инструмента из твердого сплава ВК8 без покрытия и с покрытием AlTiN при резании стали 45. Распределение железа на контактной поверхности в первом случае (см. рис. 8, *а*) более активное, чем во втором (см. рис. 8, *б*). Следовательно, фрикционные свойства твердого сплава ВК8 и покрытия AlTiN существенно различаются. На покрытии AlTiN интенсивность распределения железа наименьшая.

Металлические связи [8, 9] при контакте твердых тел возникают в результате перекрывания внешних валентных электронных оболочек до совмещения максимумов энергии связи, т. е. до минимально свободной энергии твердого раствора. Чем больше различаются их орбитальные радиусы r_a и r_b, тем больше упругие напряжения в решетке растворителя, которые и ограничивают растворение. Квантово-механические расчеты [8, 9] показали, что карбиды WC и TiC в твердых сплавах образуют с железом более прочные связи, чем железо с нитридами TiN, NbN и т. д. Связующая фаза — кобальт, в твердых сплавах более активно взаимодействует с железом, чем карбиды. При резании стали Х18Н10Т низкая работоспособность покрытия CrTiN связана с присутствием в нем нитридов хрома и титана, который содержится и в стали Х18Н10Т.

Исследования позволили связать высокую работоспособность режущего инструмента с покрытием AlTiN (см. рис. 3) с интенсивностью контактных процессов (см. рис. 2) при резании, зависящей от состава и структуры (см. рис. 5) покрытия, и с динамической устойчивостью технологической системы, которая характеризуется фрактальной размерностью. В свою очередь фрактальная размерность существенно зависит от фрикционных свойств контактных поверхностей инструмента. Для повышения надежности процесса резания для станков с ЧПУ разработана система диагностики динамической устойчивости процесса, основанная на оценке фрактальной размерности сигнала ВАЭ по мере изнашивания режущего инструмента в режиме реального времени.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кабалдин Ю. Г., Олейников А. И., Бурков А. А.** Синергетический подход к анализу динамических процессов в металлорежущих станках // СТИН. 2003. № 1 и № 2. С. 3—6.

2. **Математическое** моделирование самоорганизующихся процессов в технологических системах обработки резанием / Ю. Г. Кабалдин, А. И. Олейников, А. М. Шпилев, А. А. Бурков. Владивосток: Дальнаука, 2000. 195 с.

УДК 621.922

В. В. КУЗИН, С. Н. ГРИГОРЬЕВ, доктора технических наук,
С. Ю. ФЕДОРОВ, канд. техн. наук (МГТУ "Станкин"),
e-mail: kyzena@post.ru

Изнашивание режущих пластин из нитридной керамики при обработке отливок из серых чугунов

Рассмотрены особенности изнашивания режущих пластин из нитридной керамики при обработке отливок из чугуна, построена модель данного процесса, на основе которой сформулированы рекомендации по совершенствованию режущих пластин.

Ключевые слова: режущая пластина, нитридная керамика, отливка, напряженно-деформированное состояние, эксплуатационные нагрузки.

Wastage special feature of nitride ceramic cutting instrumentality in the casting operation of cast iron was examined. The model of this process was designed. Recommendations on cutter plate perfection were formulated based on the model.

Keywords: cutting instrumentality, nitride ceramic, casting, stress and strain state, operating loads.

Изнашивание резцов с режущими пластинами из нитридной керамики при чистовой и получистовой обработке заготовок из чугунов хорошо изучено [1—3]. Показатели этого процесса определяются условиями их контактного взаимодействия с заготовкой, эксплуатационными нагрузками, структурой и свойствами керамики. Сначала под действием нагрузок в поверхностном слое керамики появляются микродефекты. Далее происходит разрушение поверхностного слоя в результате роста трещин и отделения некоторых зерен и их конгломератов на фоне активных химических, абразивных и адгезионных процессов, определяемых условиями контактного взаимодействия инструмента с заготовкой [4, 5].

Обработка чугунных отливок отличается особыми условиями контактного взаимодействия, причем инструмент испытывает экстремальные нагрузки. На это указывает наличие литейной "корки" на обрабатываемой поверхности, появление которой обусловлено повышенными силовыми и тепловыми нагрузками на периферийную часть активной режущей кромки резца. Неравномерный припуск и наличие в отливках технологических отверстий разной формы формируют экстремальные ударные нагрузки на режущий инструмент. Такой сложный комплекс нагрузок снижает надежность инструментов с керамическими режущими пластинами, поэтому при обработке отливок из серых чугунов основным является установление закономерностей изнашивания керамических режущих пластин.

Для выявления особенностей изнашивания режущих пластин из нитридной керамики при обработке чугунных отливок были проведены исследования. В производственных условиях изучали процессы обработки отливок автомобильных деталей на координатно-расточном станке 2Е440А с применением резцов с режущими пластинами из РКС22 (Si_3N_4 + TiC + Y_2O_3) и РКС31 (Si_3N_4 + SiC + Y_2O_3) формы SNGN 120408. Механические свойства режущей пластины из РКС22: твердость 94 *HRA*, предел прочности на изгиб $\sigma_{из}$ = = 790 МПа; пластины РКС31: твердость 93 *HRA*, $\sigma_{из}$ = 880 МПа. Геометрические параметры режущей части резцов: передний угол $\gamma = -7°$, задний угол $\alpha = 7°$, главный и вспомогательный углы в плане $\varphi = \varphi_1 = 45°$, ширина упрочняющей фаски $f_ф$ = 0,15 мм, угол упрочняющей фаски $\gamma_ф = 10°$. Исследования проводили при режиме резания: скорость v = 100÷350 м/мин, пода-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 54)

3. **Кузнецов С. П.** Динамический хаос (курс лекций). Комсомольск-н/А. Изд-во физ.-мат. литературы, 2001. 296 с.

4. **Панин В. Е., Лихачев В. А., Гриняев Ю. В.** Структурные уровни деформации твердых тел. Новосибирск: Наука, 1985. 229 с.

5. **Кабалдин Ю. Г.** Энергетические принципы управления процессами механообработки в автоматизированном производстве // Вестник машиностроения. 1993. № 1. С. 37—42.

6. **Кабалдин Ю. Г., Биленко С. В., Серый С. В.** Исследование динамических процессов в технологических системах механообработки методом реконструкции аттрактора // Вестник машиностроения, 2003. № 1. С. 50—56.

7. **Повышение** работоспособности режущего инструмента осаждением наноструктурных покрытий / Ю. Г. Кабалдин, С. В. Серый, С. Н. Муравьев, А. А. Просолович, Е. В. Симагина // Вестник машиностроения. 2010. № 3. С. 41—48.

8. **Кабалдин Ю. Г., Серый С. В.** Оптимизация составов и функциональных свойств наноструктурных покрытий для режущего инструмента методом функционала электронной плотности // Вестник машиностроения. 2011. № 5. С. 32—36.

9. **Кабалдин Ю. Г. Серый С. В., Уткин А. А.** Моделирование процесса трения и смазки на основе квантово-механических расчетов // Вестник машиностроения. 2012. № 2. С. 35—38.

ча $S = 0{,}15 \div 0{,}5$ мм/об, глубина $t = 3 \div 5$ мм.

Исследовали изменение геометрических параметров и морфологии рабочих поверхностей режущих пластин с помощью оптического микроскопа ИМЦ100-50А, профилографа-профилометра 202 "Калибр" и растрового электронного микроскопа JSM-6480LV. Эта методика позволила проследить изменение структуры керамики, выявить механизмы зарождения и развития трещин на режущих пластинах.

Было установлено, что при обработке чугунных отливок резцы с пластинами из РКС31 имеют более высокие эксплуатационные характеристики по сравнению с пластинами из РКС22 (рис. 1). На эксплуатационные показатели пластин значительное влияние оказывают режимы резания и состояние поверхности чугунной отливки. С увеличением скорости резания и подачи уменьшается разница в эксплуатационных показателях пластин из РКС22 и РКС31. Это свидетельствует о том, что эффективность дисперсных частиц как барьеров для развития трещин уменьшается с увеличением эксплуатационных нагрузок на режущие пластины из нитридной керамики. Эксплуатационные показатели пластин значительно снижаются при обработке чугунных отливок с технологическими отверстиями, которые вызывают дополнительные ударные нагрузки на инструмент.

При изучении кинетики изнашивания режущих пластин при прерывистом точении заготовок из серых чугунов установлено следующее. Режущие пластины из РКС22 и РКС31 выходят из строя в результате критического износа задней поверхности (рис. 2, *а*, см. обложку), сколов на лезвии (рис. 2, *б*) и задней поверхности (рис. 2, *в*) или их полного разрушения (рис. 2, *г*). На передней поверхности пластин также образуются поверхностные трещины. Однако у пластин из нитридной

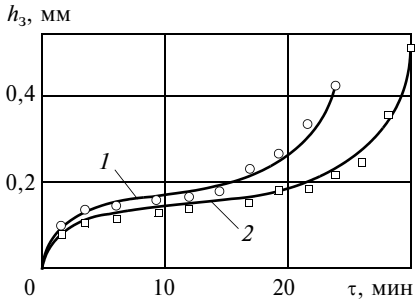


Рис. 1. Зависимости изменения ширины $h_з$ фаски износа на режущих пластинах из РКС22 (*1*) и РКС31 (*2*) при растачивании деталей из СЧ32 от времени τ обработки (v = 200 м/мин; S = 0,5 мм/об; t = 3÷5 мм)

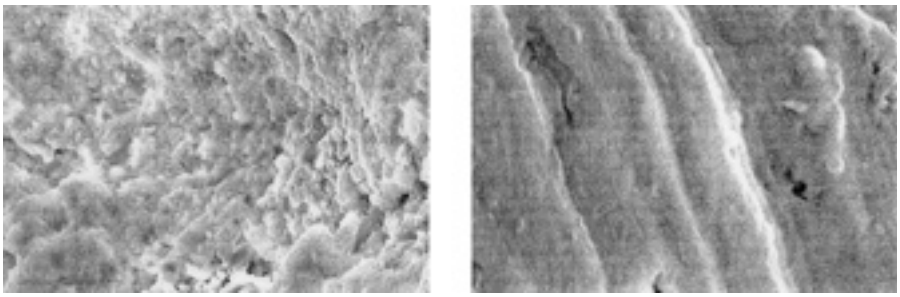
керамики на передней поверхности не наблюдалось развития поверхностных трещин — случаев выхода из строя режущих пластин из РКС22 и РКС31 из-за изнашивания и сколов на передней поверхности не зафиксировано.

Изнашивание резцов с керамическими режущими пластинами имеет некоторую закономерность. В начале эксплуатации на задней поверхности пластины образуется фаска с типовым контуром (см. рис. 2, *а*). По длине l активной части лезвия выделяются три характерные зоны износа: I — при вершине режущей пластины; II — в середине активной части лезвия; III — на ее периферии. При этом фаска износа с наименьшей шириной $h_{з\,min}$ находится при вершине пластины, а с наибольшей шириной $h_{з\,max}$ — на периферийном участке.

Эти характерные зоны образуются уже на начальном этапе работы режущих пластин и со временем проявляются более отчетливо. Как правило, при стабильном процессе обработки контур фаски износа может измениться в результате сколов керамики в зоне III на завершающем этапе работы (см. рис. 2, *б*). При нестабильной эксплуатации может произойти скол задней поверхности пластины после продолжительной работы без видимых на это признаков (см. рис. 2, *в*). При неблагоприятных условиях обработки чугунных отливок происходит разрушение керамических режущих пластин после нескольких минут работы в результате мгновенного макроскопического нарушения их сплошности под действием внешних нагрузок. Но даже в этом случае были зафиксированы фаски износа стабильного контура. При этом основной причиной разрушения режущих пластин являлись дефекты структуры керамики, служащие концентраторами напряжений.

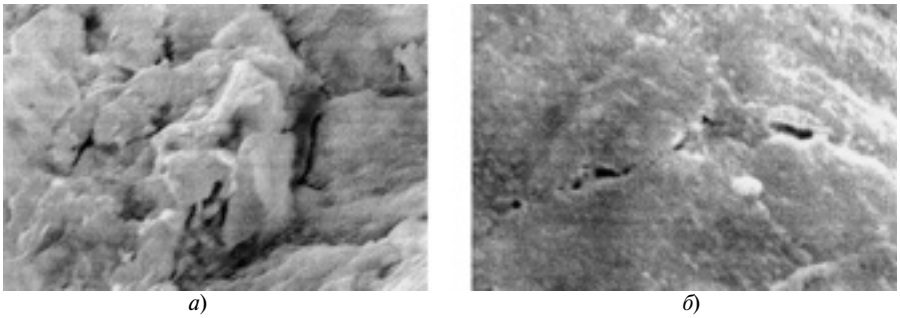
Формирование фаски износа на задней поверхности режущих пластин из нитридной керамики объясняется разным нагружением лезвия. При этом особенность нагружения заключается в том, что каждый участок износа обусловлен определенным комплексом нагрузок — сочетание теплового потока, распределенных усилий и ударных нагрузок [6, 7], определяющих основной механизм микроразрушения или скола при прерывистом точении отливок из серого чугуна [4]. Так, нагрузки, воздействующие на режущую пластину в зонах I и II, отличаются соотношением тепловых и силовых составляющих. В зоне III фаски износа преобладают ударные нагрузки, которые приводят к более интенсивному изнашиванию режущей пластины и сколам.

Другая особенность изнашивания режущих пластин из РКС22 и РКС31 при обработке чугунных отливок — наличие на фаске износа двух участков шириной $h_{з1}$ и $h_{з2}$, отличающихся морфологией поверхности (см. рис. 2, *а*). Структура керамического материала на участке шириной $h_{з1}$ имеет развитый рельеф (рис. 3, *а*). Выявлено большое число разрушенных зерен с острыми гранями, надежно закрепленных в керамической матрице. Это означает, что изнашивание на данном участке представляет собой периодическое микроразрушение поверхностных слоев на контактных площадках с постепенным изменением рельефа [3]. Форми-



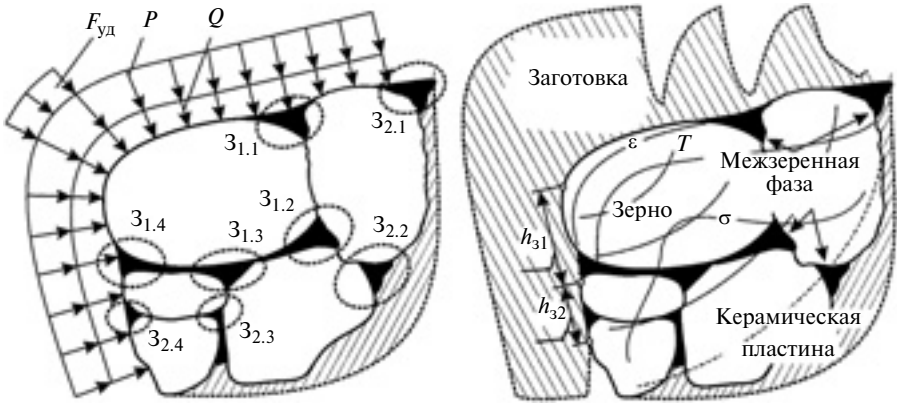
а) *б*)

Рис. 3. Рельефы поверхностей участков износа шириной $h_{з1}$ (*а*) и $h_{з2}$ (*б*) на задней поверхности пластины из РКС31 при обработке отливок из чугуна



а) *б*)

Рис. 4. Эксплуатационные дефекты на участках износа шириной $h_{з1}$ (*а*) и $h_{з2}$ (*б*) на задней поверхности пластины из РКС31



а) *б*)

Рис. 5. Схема действия эксплуатационных нагрузок ($F_{уд}$, Q, P) в начальный момент резания (*а*) и схема инкубационного этапа процесса изнашивания пластины из нитридной керамики (*б*)

руются поверхности изношенного участка режущих пластин посредством межкристаллитного и транскристаллитного разрушений.

На участке шириной $h_{з2}$ имеются следы абразивного воздействия, очаги микроразрушений и аморфная фаза (рис. 3, *б*). Это связано с высокотемпературными процессами в зоне контакта с серым чугуном. Они сопровождаются химическими реакциями, изменяющими структуру поверхностного слоя керамических режущих пластин.

На различных участках фаски износа пластин из РКС22 и РКС31 выявлены структурные дефекты вытянутой формы (рис. 4), которые являются причиной развития трещины, приводящей к разрушению и отделению зерен и их конгломератов [1, 8]. Интенсивность этого процесса определяется микронапряжениями в поверхностном слое керамики, вызванными эксплуатационными нагрузками.

С учетом особенностей режущих пластин из нитридной керамики и ранее полученных результатов [9—11] построена модель процесса изнашивания, которая включает в себя три этапа: инкубационный, докритический и критический, а также два варианта результирующего этапа.

В начале резания на пластину из нитридной керамики действуют эксплуатационные нагрузки: тепловые (Q), силовые (P), ударные ($F_{уд}$), как на переднюю, так и на заднюю ее поверхности (рис. 5, *а*). При этом на задней поверхности пластины имеются два характерных участка износа шириной $h_{з1}$ и $h_{з2}$ (рис. 5, *б*). В результате действия эксплуатационных нагрузок режущая пластина нагревается (T), деформируется (ε), в ней создаются напряжения (σ).

Анализ микроструктурной модели [12] показал, что в поверхностном слое керамической режущей пластины на стыке поверхностных зерен и межзеренной фазы формируются опасные зоны с неблагоприятными микронапряжениями (см. рис. 5, *а*). Это вызвано разными значениями показателей физических свойств компонент керамики: плотности $\rho_к$, модуля $E_к$ упругости, коэффициентов: теплопроводности ($\lambda_к$), теплоемкости ($c_{рк}$), линейного расширения ($\alpha_к$) и Пуассона ($\mu_к$). На рис. 5 опасные зоны имеют обозначения: первая цифра означает степень опасности, вторая — порядковый номер. Наиболее опасными являются зоны $З_{1.1} \div З_{1.4}$.

В опасных зонах образуются повреждения (эксплуатационные дефекты). В начале этого процесса происходит скольжение дислокаций в кристаллах в результате возникающих напряжений с торможением на препятствиях, что приводит к формированию дислокационных скоплений (рис. 6, *а*).

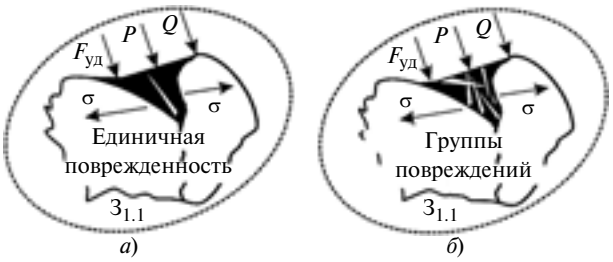


Рис. 6. Схемы формирования дислокационных скоплений (*а*) и групп повреждений (*б*)

В окрестности пика скопления образуется область высоких локальных напряжений, скорость изменения (увеличения) которых пропорциональна скорости увеличения плотности дислокаций [13]. Наиболее часто образуются поврежденности *Z*-типа, в которых присутствуют нормальный отрыв, продольный и поперечный сдвиги [14]. Под действием внешних сил возникает сложное напряженно-деформированное состояние (НДС), которое усиливает повреждаемость [15].

На следующем этапе образуются группы повреждений (рис. 6, *б*) разных форм и размеров, которые влияют друг на друга. В общем случае возникают группы повреждений. Причем для каждого НДС характерна определенная группа повреждений [16]. С увеличением времени деформирования увеличивается число групп повреждений и растут локальные напряжения, что обусловливает уменьшение площади несущей способности режущей пластины и дальнейшее увеличение внутренних напряжений.

Группы повреждений сливаются и образуют трещины (рис. 7), которые растут с относительно малой скоростью, развиваясь по энергетически выгодной траектории с максимальной концентрацией повреждений [4]. Протяженность докритических трещин в керамике можно повысить формированием определенной структуры материала, создавая барьеры, препятствующие развитию трещин.

Этот этап переходит в этап критического роста трещин, определяющий характер разрушения поверхностного слоя режущей пластины на участке износа шириной $h_{з1}$. Наличие на поверхности многочисленных групп повреждений ускоряет рост трещин, которые практически мгновенно выходят на поверхность режущей пластины, что приводит к разрыву связей зерна с матрицей. Зерно выносится из зоны резания перемещающимся обрабатываемым материалом. Наиболее опасны микроразрушения поверхностного слоя режущей пластины, которые создают условия для вырывания конгломерата зерен.

В зависимости от НДС режущей пластины зарождение трещины может происходить и в поверхностном слое, и в объеме материала, когда разрушение пластины происходит внезапно.

Анализ полученной модели показал, что совершенствование режущих пластин из нитридной керамики, используемых для обработки отливок из чугуна, должно основываться на увеличении времени их бездефектной работы путем снижения напряжений в неблагоприятных зонах, что обеспечивается управлением эксплуатационными нагрузками, воздействующими на заднюю поверхность режущих пластин. Для этого применяют покрытия и устанавливают рациональные параметры упрочняющей фаски на лезвии режущих пластин. Эти рекомендации дополняются ранее разработанными методами повышения работоспособности керамических режущих инструментов [17].

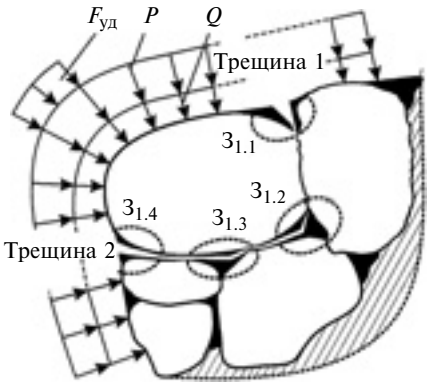


Рис. 7. Формирование трещин в процессе изнашивания пластины из нитридной керамики

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Григорьев С. Н., Кузин В. В.** Перспективы применения инструментов с керамическими режущими пластинами в современной металлообработке // Стекло и керамика. 2011. № 8. С. 17—22.

2. **Особенности** изнашивания и разрушения керамических режущих пластин / В. В. Кузин, В. Н. Аникин, С. Ю. Федоров, М. Ю. Федоров // Вестник машиностроения. 2010. № 11. С. 50—56.

3. **Инструментальное** обеспечение высокоскоростной обработки резанием / В. В. Кузин, С. И. Досько, В. Ф. Попов и др. // Вестник машиностроения. 2005. № 9. С. 46—50.

4. **Кузин В. В.** Работоспособность режущих инструментов из нитридной керамики при обработке чугунов // Вестник машиностроения. 2004. № 5. С. 39—43.

5. **Волосова М. А., Кузин В. В.** Закономерности изнашивания режущих пластин из оксидной и нитридной керамики // Металловедение и термическая обработка. 2012. № 1. С. 40—46.

6. **Кузин В. В., Федоров С. Ю., Федоров М. Ю.** Контактные процессы при резании керамическими инструментами // Вестник МГТУ "Станкин". 2010. № 4. С. 85—94.

7. **Кузин В. В.** Тепловое состояние керамических режущих инструментов при высокоскоростной обработке резанием // Вестник машиностроения. 2004. № 9. С. 47—52.

8. **Кузин В. В.** Эффективное применение высокоплотной керамики для изготовления режущих и деформирующих инструментов // Новые огнеупоры. 2010. № 12. С. 13—19.

9. **Влияние** тепловых нагрузок на напряженно-деформированное состояние режущих пластин из кера-

УДК 621.91.01

А. И. БАРБОТЬКО, канд. техн. наук, П. А. ПОНКРАТОВ
(Юго-Западный ГУ, г. Курск), e-mail: kuper31@rambler.ru

Графический способ определения усилия резания при выборе державки резца

Разработан графический способ определения сил резания, что значительно упрощает выбор размера державки резца.

Ключевые слова: сила резания, державка, графический способ, допустимое напряжение.

Graphical method of determination of cutting resistance was developed that essentially simplifies the choice of tool rest holder aspect ratio.

Keywords: cutting force, toolholder, graphical method, permissible stress.

Принятые при технологической подготовке параметры технологического оборудования и инструмента корректируют по результатам анализа процесса резания и получаемых поверхностей. Шероховатость и точность обработки во многом зависят от подачи S, скорости υ и глубины t резания. Однако ошибочное назначение вылета l державки резца и невысокая прочность державки из-за недостаточных размеров сечения могут снизить качество обработки.

Под усилиями резания державка резца может изогнуться, что вызовет недопустимую деформацию и интенсивные вибрации режущей кромки и даже ее разрушение. Этого можно избежать, управляя процессом обработки путем контроля усилия резания, чего достигают расчетным методом, используя соответствующие зависимости [1].

Так, при наружном точении конструкционной стали резцом с твердосплавной рабочей частью основную силу резания, совпадающую с вектором скорости резания, можно представить в виде [1]:

$$F_z = C_{F_z} t^{x_{F_x}} S^{y_{F_z}} \upsilon^{n_{F_z}} \times \times K_1 K_2 K_3 K_4 K_5, \qquad (1)$$

где $C_{F_z} = 300$; $x_{F_x} = 1{,}0$; $y_{F_x} = 0{,}75$; $n_{F_z} = -0{,}15$; $K_1 = K_{мр} = (\sigma_в/750)^n$; $K_2 = f(\varphi)$; $K_3 = f(\gamma)$; $K_4 = f(\lambda)$; $K_5 = f(r)$; $\sigma_в$ — предел прочности обрабатываемого материала; n — показатель, зависящий от материалов инструмента и заготовки; φ, γ, λ — углы соответственно главный в плане, передний, наклона главного лезвия; r — радиус при вершине резца. Тогда при $\varphi = 45°$, $\gamma = 10°$ и $\lambda = 0$ получим: $K_2 = K_3 = K_4 = 1$; при $r = 1{,}0$ мм имеем: $K_5 = 0{,}93$; при $\sigma_в = 650$ МПа и $n = 0{,}75$ коэффициент K_1 составит 0,9,

Даже при известных значениях всех входящих в выражение (1) показателей можно сделать ошибку в расчете, поэтому его проще выполнять с помощью компьютера. Однако у оператора-станочника, как правило, нет такой возможности, поэтому задача упрощения расчета усилия резания весьма актуальна. Для этого был разработан способ графоаналитического определения усилия резания, который предполагает три этапа:

1) определение $f_{F_z} = S^{x_{F_z}} \upsilon^{n_{F_z}}$ по графику для условия $t = 1$ мм;

2) расчет основного усилия: f_{F_z}, t, C_{F_z};

3) определение общего коэффициента $K = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5$ и уточнение расчета силы резания.

При обработке конструкционной стали твердосплавным резцом наружным точением с коэффициентами, приведенными выше, получен график, согласно которому при $S = 0{,}6$ и $\upsilon = 110$ м/мин f_{F_z} составляет 0,34. Тогда усилие F_z при $t = 4$ мм составит $F_z = 341$ кгс. Тот же результат (342 кгс) получен в работе [2]. Следовательно, данное решение может быть использовано оператором для корректировки разме-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 58)

мики на основе оксида алюминия / С. Н. Григорьев, В. В. Кузин, Д. Буртон и др. // Вестник машиностроения. 2012. № 5. С. 68—71.

10. **Влияние** силовых нагрузок на напряженно-деформированное состояние режущих пластин из оксидной керамики / С. Н. Григорьев, В. В. Кузин, Д. Буртон и др. // Вестник машиностроения. 2012. № 1. С. 67—71.

11. **Влияние** свойств керамики на напряженно-деформированное состояние режущей пластины в условиях установившейся теплопроводности / С. Н. Григорьев, В. В. Кузин, Д. Буртон, А. Батако // Вестник машиностроения. 2012. № 4. С. 76—80.

12. **Кузин В. В.** Микроструктурная модель керамической режущей пластины / Вестник машиностроения. 2011. № 5. С. 72—76.

13. **Панасюк В. В., Андрейкив А. Е., Харин В. С.** Зарождение и рост микротрещин, порождаемых заблокированными скоплениями дислокаций // ФХММ. 1985. № 2. С. 5—16.

14. **Екобори Т.** Научные основы прочности и разрушения материалов. Киев: Наукова думка, 1978. 352 с.

15. **Чекина О. Г.** Моделирование разрушения приповерхностных слоев при контактировании шероховатых тел // 9-я конф. по прочности и пластичности. Т. 1. М.: 1996. С. 186—191.

16. **Murakami S.** Mechanical modeling of material damage // J. Appl. Mech. 1988. V. 55. N 2. P. 280—286.

17. **Кузин В. В.** Методологический подход к повышению работоспособности керамических инструментов // Вестник машиностроения. 2006. № 9. С. 87—88.

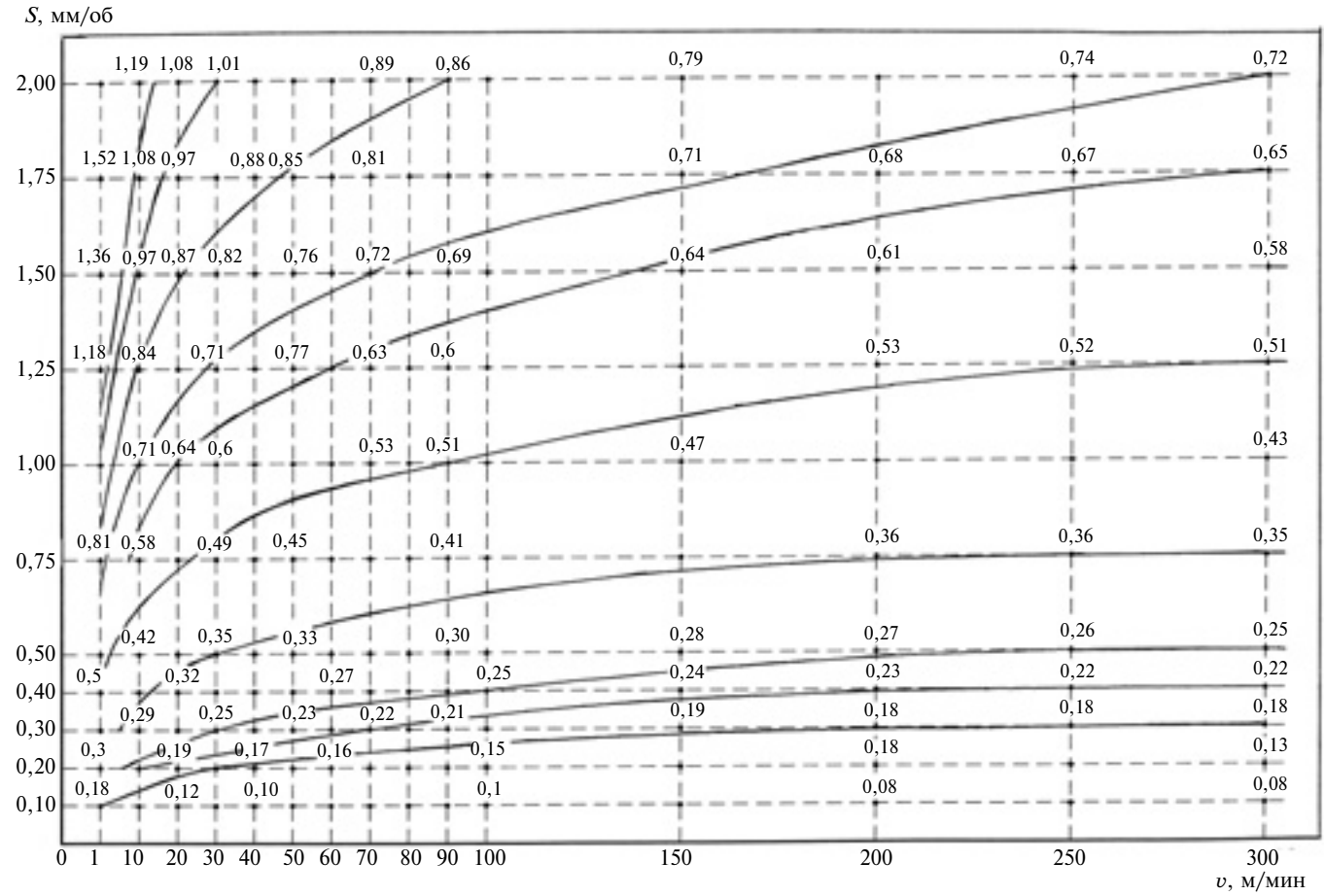


Рис. 1. Графики функции $f_{F_z} = S^{x_{F_z}} v^{n_{F_z}}$ при наружном точении конструкционной стали твердосплавным резцом (на поле указаны значения f_{F_z})

ров державки резца. Из полученных данных, которые могут быть как в графическом виде (рис. 1), так и в виде таблиц, можно создать банк данных f_{F_z} (таблица).

Минимальные размеры сечения державки резца из условия прочности можно получить сравнением действительного изгибающего момента $M_{из} = F_z l$ и допустимого момента $M_{из.д} = \sigma_и W$, где $\sigma_и$ — допустимое напряжение материала резца при изгибе; $W = BH^2/6$ — момент сопротивления в сечении державки (B и

Значения f_{F_z}

$S^{0,75}/S$	$v/v^{-0,15}$														
	1/1	10/ 0,71	20/ 0,64	30/ 0,6	40/ 0,58	50/ 0,56	60/ 0,54	70/ 0,53	80/ 0,52	90/ 0,51	100/ 0,5	150/ 0,47	200/ 0,45	250/ 0,44	300/ 0,43
1,99/2,5	1,99	1,41	1,27	1,19	1,14	1,11	1,08	1,05	1,03	1,01	1,00	0,94	0,90	0,87	0,85
1,84/2,25	1,84	1,30	1,17	1,10	1,06	1,02	0,99	0,97	0,95	0,94	0,92	0,87	0,83	0,80	0,73
1,68/2,0	1,68	1,19	1,07	1,01	0,97	0,94	0,91	0,89	0,87	0,86	0,84	0,79	0,76	0,73	0,71
1,52/1,75	1,52	1,08	0,97	0,91	0,87	0,85	0,82	0,80	0,79	0,77	0,76	0,72	0,69	0,66	0,65
1,36/1,5	1,36	0,96	0,86	0,81	0,78	0,75	0,73	0,72	0,70	0,69	0,68	0,64	0,61	0,59	0,58
1,18/1,25	1,18	0,84	0,75	0,71	0,68	0,66	0,64	0,63	0,61	0,60	0,59	0,56	0,53	0,52	0,50
1/1	1,00	0,71	0,64	0,60	0,58	0,56	0,54	0,53	0,52	0,51	0,50	0,47	0,45	0,44	0,43
0,81/0,75	0,81	0,57	0,51	0,48	0,46	0,45	0,44	0,43	0,42	0,41	0,40	0,38	0,36	0,35	0,34
0,59/0,5	0,59	0,42	0,38	0,36	0,34	0,33	0,32	0,31	0,31	0,30	0,30	0,28	0,27	0,26	0,25
0,5/0,4	0,50	0,36	0,32	0,30	0,29	0,28	0,27	0,27	0,26	0,26	0,25	0,24	0,23	0,22	0,21
0,41/0,3	0,41	0,29	0,26	0,24	0,23	0,23	0,22	0,21	0,21	0,21	0,20	0,19	0,18	0,18	0,17
0,3/0,2	0,30	0,21	0,19	0,18	0,17	0,17	0,16	0,16	0,15	0,15	0,15	0,14	0,14	0,13	0,13
0,18/0,1	0,18	0,13	0,11	0,11	0,10	0,10	0,10	0,09	0,09	0,09	0,09	0,08	0,08	0,08	0,08

УДК 621.735.32:539.379.2:538.54

В. Я. ГЕРАСИМОВ, д-р техн. наук, О. В. ГЕРАСИМОВА, канд. техн. наук (Курганский ГУ), e-mail: rector@kgu.kurgan.ru

Контроль структуры металла при деформационной обработке по изменению удельного электрического сопротивления и электропроводности

Экспериментально установлены циклы разупрочнения металла при осадке стальных заготовок по изменению удельного электрического сопротивления и электропроводности.

Ключевые слова: сталь, деформационная обработка, электрическое сопротивление, электропроводность.

Metal softening runs in bloom sinking strain were experimentally established on change of electrical resistivity and electroconductibility.

Keywords: steel, deformation processing, electrical resistivity, electroconductibility.

Возможности оценки структурного состояния металла при деформационной обработке такими металлофизическими методами, как методы плотности, магнитной проницаемости, удельного электрического сопротивления, электропроводности (метод вихревых токов) показаны в работах [1—3].

При проведении экспериментов цилиндрические заготовки (рис. 1) из отожженной стали 20 деформировали осадкой с контролем следующих параметров: диаметра d_0 исходной заготовки; диаметров d_1 и D осаженной заготовки; начальной h_0 и конечной h высоты заготовки. Определяющий технологический параметр — степень деформации, изменяли ступенчато с шагом порядка 5 %, что позволило с высокой точностью оценить все структурные изменения деформируемого и упрочняемого металла.

Был использован эффективный метод удельного электрического сопротивления, которое измеряли с применением схемы двойного моста Томсо-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 62)

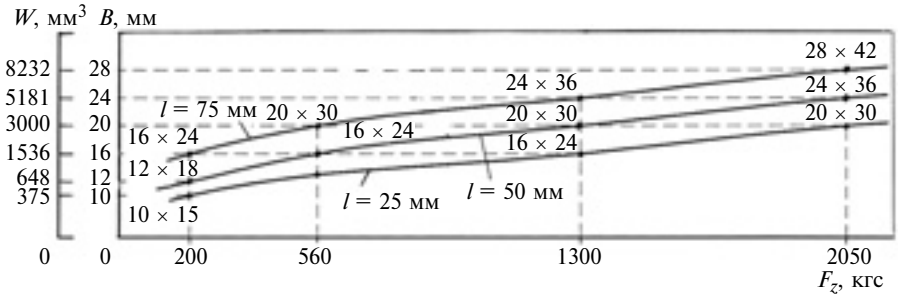


Рис. 2. Графики для определения оптимальной ширины *B* сечения державки по силе F_z резания при разных значениях *l* и $\sigma_в$ = 20 кгс/мм (на поле указаны значения $B \times H$ мм, $H = 1{,}5B$)

H — ширина и высота державки резца в опасном сечении).

Приняв $H \approx 1{,}5B$, получим:

$$B = \sqrt[3]{\frac{6l}{2{,}25\sigma_и}}\,\sqrt[3]{F_z}. \qquad (2)$$

Введем обозначение $C = \sqrt[3]{6l/(2{,}25\sigma_и)}$ и найдем C при $l = 50$ мм и $\sigma_и = 20$ кгс/мм^2: $C = 1{,}88$ мм/кгс. Тогда формула (2) примет вид: $B = C\sqrt[3]{C_p f_F t K_p}$.

При $f_F = 0{,}34$ ($S = 0{,}6$; $v = 110$ м/мин), поправочном коэффициенте $K_p = 0{,}837$ [1] и $t = 4$ мм получим: $B = 13{,}14$ мм. Принимаем ближайшее большее стандартное значение, т. е. $B = 16$ мм, тогда $H \approx 1{,}5B = 24$ мм. При $l = 25$ мм имеем $B = 10{,}52$, принимаем $B = 12$ мм, следовательно, $H = 18$ мм. При $l = 75$ мм имеем $B = 15{,}08$, принимаем $B = 16$ мм, тогда $H = 24$ мм. Так как $C = \text{const}$ и f_{F_z} соответствует значениям, представленным на рис. 1, выбирать оптимальное сечение державки инструмента можно по графику функции $B = f(F_z)$ (рис. 2).

Предложенный способ графического определения сил резания упрощает решение задачи и может быть распространен на другие виды обработки материалов резанием.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Справочник** технолога-машиностроителя. Т. 2 / Под ред. А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова. М.: Машиностроение, 1986. 496 с.

2. **Нефедов Н. А., Осипов К. А.** Сборник задач и примеров по режущему инструменту. М.: Машиностроение, 1990. 448 с.

3. **Аршинов В. А., Алексеев Г. А.** Резание металлов. М.: Машиностроение, 1959.

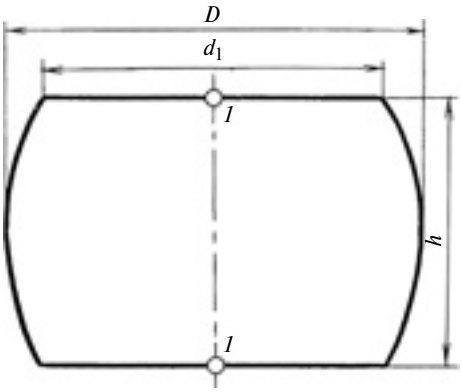


Рис. 1. Осаженная заготовка и зоны *1* контроля электропроводности металла

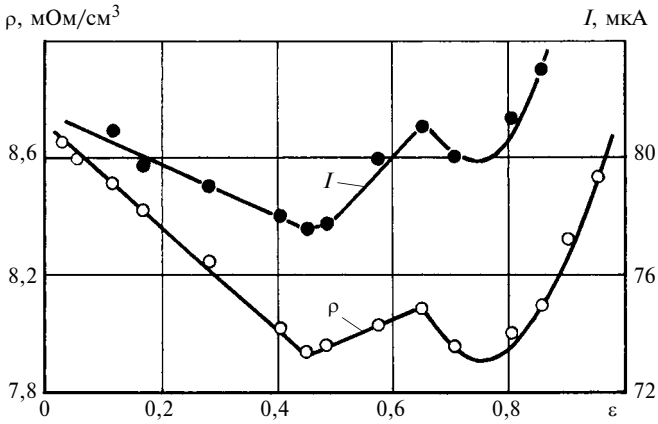


Рис. 2. Зависимости удельного электрического сопротивления ρ и электропроводности *I* металла в зависимости от степени деформации ε при осадке образцов из отожженной стали 20

на [1, 4]. Благодаря точной настройке электрическое сопротивление R деформированных стальных цилиндров можно определить с точностью до 0,0001 Ом. Удельное электрическое сопротивление $\rho = R/V$ (Ом/см^3), которое использовали для интегральной оценки структурных повреждений металла, рассчитывали с учетом объема V образцов.

На каждой ступени деформирования определяли электрическое сопротивление элементарных объемов металла в функции степени деформации. По полученным результатам построена зависимость ρ на рис. 2, анализ которой позволил сделать следующие выводы.

1. Деформационный процесс можно разделить на ряд этапов, на каждом из которых проявляются свои закономерности изменения свойств упрочненного металла. На первом этапе ($0 < \varepsilon < 0{,}45$) происходит прямо пропорциональное уменьшение электрического сопротивления ρ, которое достигает минимального значения при $\varepsilon = 0{,}45$, т. е. удельное электрическое сопротивление в среднем уменьшается на 9 %.

2. На втором этапе при $0{,}45 < \varepsilon < 0{,}65$ также наблюдается экстремальное изменение удельного электрического сопротивления: наибольшее увеличение — до 2 %, достигается при $\varepsilon = 0{,}65$.

3. На третьем этапе при $0{,}65 < \varepsilon < 0{,}75$ получены минимальные значения удельного электрического сопротивления, обусловленные деформационным разупрочнением металла.

При дальнейшей осадке заготовок электрическое сопротивление непрерывно растет, что связано с интенсивным переходом металла со свободной боковой поверхности в зону контакта с деформирующим инструментом. Установленный экстремальный характер изменения электрического сопротивления металла свидетельствует о сложных структурных изменениях на дислокационном уровне. При этом изменяется количество электронов, которые рассеиваются при протекании через образец постоянного тока. Полученные результаты сопоставлены с данными неразрушающего метода электропроводности [2, 3].

Для реализации метода электрического сопротивления использовали генератор высокочастотных электромагнитных колебаний [5], в электрическую цепь которого включены рабочий индуктивный датчик с концентратором магнитного поля в виде ферритового сердечника и микроамперметр для измерения силы тока I. Результаты осадки образцов из стали 20 приведены в виде зависимости I на рис. 2. Электропроводность металла контролировали в зонах *1* на торцах деформируемых заготовок (см. рис. 1).

Сравнение методов удельного электрического сопротивления и электропроводности подтвердило их высокую эффективность при металлофизических исследованиях. Наиболее простой в применении метод электропроводности позволяет оценить структурное состояние деформированного металла и степень его упрочнения. Метод можно применять при выборочном и 100 %-ом контроле стальной металлопродукции в состоянии поставки (проволока, прутки, лента, полоса и др.) и при изготовлении деталей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Лившиц Б. Г., Крапошин В. С., Линецкий Я. Л.** Физические свойства металлов и сплавов / Под ред. Б. Г. Лившица. М.: Металлургия, 1980. 320 с.

2. **Герасимов В. Я.** Сравнение различных методов контроля структурной неоднородности металла в холоднотянутой прутковой стали // Изв. вузов. Машиностроение. 2005. № 10. С. 73—76.

3. **Герасимов В. Я., Герасимова О. В.** Изменение электропроводности металла на торцах осаженных стальных цилиндров // Изв. вузов. Черная металлургия. 2006. № 6. С. 12—14.

4. **Владимиров Ю. В., Герасимов В. Я.** Технологические основы холодной высадки стержневых крепежных изделий. М.: Машиностроение, 1984. 120 с.

5. **А. с. 1837222 СССР:** МКИ^5 G 01 N 27/90. Устройство для вихретокового контроля.

УДК 539.374

С. Е. АЛЕКСАНДРОВ, д-р физ.-мат. наук (Институт проблем механики РАН), А. Р. ПИРУМОВ, канд. техн. наук (Московский государственный университет приборостроения и информатики), О. В. ЧЕСНИКОВА (Донской государственный технический университет), e-mail: alpirumov@mail.ru

Влияние вращения бойков на толщину слоя интенсивных пластических деформаций вблизи поверхности трения[1]

Рассматривается процесс осадки вращающимися бойками сплошного цилиндра. Исследуется узкий слой пластических деформаций в зоне трения на основе дифференциального уравнения толщины этого слоя, учитывающего коэффициент интенсивности скорости деформации.

Ключевые слова: осадка цилиндра, боек, скорость вращения, пластическая деформация.

Solid cylinder set practice through usage of revolvable panes is examined. Based on the difference equation of layer thickness that takes into account the intensity coefficient of deformation rate narrow intrinsic layer of plastic flow within friction zone is under study.

Keywords: cylinder set, pane, rotation rate, plastic flow.

Осадка вращающимися бойками применяется для уменьшения осевой силы. Результаты теоретических исследований этого процесса для сплошных и полых цилиндров из различных материалов представлены в работах [1—7], а экспериментальные — в работах [8, 9]. Установлено, что интенсивные сдвиговые деформации происходят только в очень тонком приконтактном слое [8], что подтверждается теоретическим распределением компонент тензора скорости деформации вблизи поверхностей максимального трения для идеально жесткопластического материала [10]. В частности, вблизи поверхности трения, на которой при проскальзывании удельные силы трения равны пределу текучести при чистом сдвиге, эквивалентная скорость деформации $\xi_{eq} = \sqrt{2/3}\,(\xi_{ij}\xi_{ij})^{1/2}$ определяется выражением

$$\xi_{eq} = \frac{D}{\sqrt{s}} + \mathrm{o}\left(\frac{1}{\sqrt{s}}\right),\ s \to 0, \qquad (1)$$

где s — расстояние до поверхности максимального трения; D — коэффициент интенсивности скорости деформации; o — символ порядка.

Интенсивные пластические деформации в тонком слое вблизи поверхностей трения наблюдаются и при других видах обработки металлов давлением [11—14]. В работе [14] предложены несколько уравнений для определения толщины слоя интенсивных пластических деформаций вблизи поверхностей трения. Основное предположение при формулировке этих уравнений заключается в том, что толщина слоя интенсивных пластических деформаций зависит от коэффициента интенсивности скорости деформации. Простейшее уравнение имеет вид:

$$\frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}\tau} = \alpha D h^{1/2}, \qquad (2)$$

где h — толщина слоя интенсивных пластических деформаций; τ — время; α — безразмерный коэффициент (предположительно постоянная величина для данного материала).

Для определения α достаточно одного эксперимента и теоретического анализа. Физический смысл производной $\mathrm{d}h/\mathrm{d}\tau$ — скорость увеличения толщины слоя интенсивных пластических деформаций в месте положения материальной частицы, движущейся по поверхности трения. Таким образом, формально данная производная вычисляется как полная производная по времени в предположении, что частная производная от h по нормали к поверхности трения равна нулю.

В настоящее время коэффициенты интенсивности скорости деформации определены только на основании аналитических решений модельных задач [15]. Численные методы для нахождения коэффициентов интенсивности скорости деформации еще не разработаны. Поэтому целесообразно приближенно вычислять коэффициенты интенсивности скорости деформации из решений, полученных методом верхней оценки, и использовать их в уравнении (2). Таким образом, определены коэффициент интенсивности скорости деформации и толщина слоя интенсивных пластических деформаций при осадке цилиндрического образца плоскими бойками [16]. В настоящей работе это решение распространяется на осадку вращающимися бойками и устанавливается влияние скорости вращения бойков на коэффициент интенсивности скорости деформации и толщину слоя интенсивных пластических деформаций вблизи поверхности трения.

Схема процесса осадки с кручением в начальный момент времени показана на рис. 1. Предполагается, что материал идеально жесткопластический и подчиняется условию текучести Мизеса: $(s_{ij}s_{ij})^{1/2} = \sqrt{2}\,k$, где s_{ij} — компоненты тензора-девиатора напряжений; k — предел текучести при чистом сдвиге.

[1] Работа выполнена при поддержке грантов РФФИ-11-08-12098-офи-м-2011, РФФИ-12-01-92002-ННС_а и Госконтракта № 11.519.11.3015.

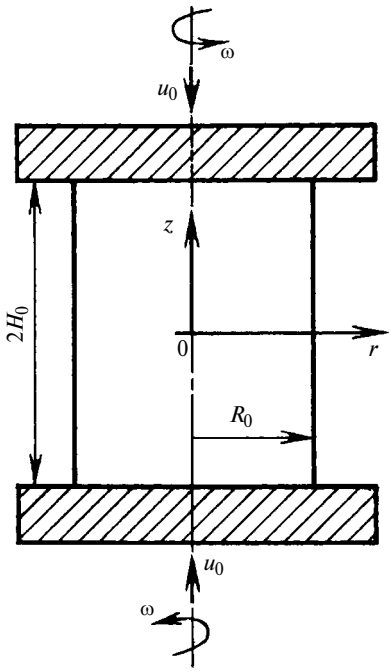


Рис. 1. Схема процесса осадки с кручением

Введем цилиндрическую систему координат $r\theta z$, ось z которой совпадает с осью симметрии цилиндра. Плоскость $z = 0$ является плоскостью симметрии. Поэтому достаточно получить решение в области $z \geqslant 0$. Кинематические краевые условия имеют вид:

$$u_z = 0 \text{ при } z = 0; \tag{3}$$

$$u_z = -u_0 = \text{const при } z = H; \tag{4}$$

$$u_r = 0 \text{ при } r = 0. \tag{5}$$

Здесь $u_0 > 0$ — скорость поступательного движения верхнего бойка; H — половина текущей высоты цилиндра; u_z — осевая скорость; u_r — радиальная скорость (окружную скорость обозначим u_θ).

Очевидно, что

$$\frac{\mathrm{d}H}{\mathrm{d}\tau} = -u_0. \tag{6}$$

Введем обозначения: H_0 — начальное значение H; R_0 — начальное значение радиуса цилиндра.

В процессе деформирования форма боковой поверхности неизвестна, но в любом случае она свободна от напряжений. На контактной поверхности принимается закон максимального трения (это необходимое условие для вычисления коэффициента интенсивности скорости деформации), который в данном случае имеет вид:

$$\tau_f = k \text{ при } z = H, \tag{7}$$

где τ_f — удельные силы трения.

Выражение (7) выполняется при проскальзывании. При применении метода верхней оценки конфигурация деформируемого тела должна быть известна. Таким образом, строгое верхнеграничное решение может быть получено только для начальной конфигурации. Пошаговая процедура, например, когда последующая конфигурация определяется по кинематически возможному полю скоростей в текущей конфигурации [17], весьма трудоемка, при этом необязательно приводит к строгому верхнеграничному решению для последующих конфигураций. В работе [16] предложено упрощенное решение для некоторого класса нестационарных задач, к которому относится рассматриваемая задача.

Сначала предположим, что текущая конфигурация представляет собой цилиндр радиуса R. Тогда, из условия несжимаемости

$$R = R_0\left(\frac{H_0}{H}\right)^{1/2}. \tag{8}$$

Кинематически возможное поле скоростей для рассматриваемого процесса, учитывающее поведение действительного поля скоростей вблизи поверхности максимального трения в виде уравнения (1), предложено в работе [5] и имеет вид:

$$\left.\begin{aligned}
u_r &= 0{,}5u_0\tau t g'(\varsigma);\\
u_\theta &= u_0\rho f(\varsigma);\\
u_z &= -u_0 g(\varsigma);\\
g(\varsigma) &= \frac{\alpha_1}{2}\left[\arcsin\varsigma + \varsigma(1-\varsigma^2)^{1/2}\right] + \beta_1\varsigma;\\
f(\varsigma) &= \left[\alpha_2(1-\varsigma^2)^{1/2} + \beta_2\right]\varsigma.
\end{aligned}\right\} \tag{9}$$

Здесь $\varsigma = z/H$; $\rho = r/R$; $t = R/H$; $g' \equiv \mathrm{d}g/\mathrm{d}\varsigma$; α_1, α_2 и β_2 — произвольные постоянные; β_1 выражается через α_1 как

$$\beta_1 = 1 - \alpha_1\pi/4. \tag{10}$$

Выполнив подстановку, можно убедиться, что поле скоростей (9) при выполнении выражения (10) удовлетворяет условию несжимаемости, а также краевым условиям (3)—(5) при любом выборе постоянных α_1, α_2 и β_2. Таким образом, поле скоростей является кинематически возможным. Компоненты тензора скорости деформации определяются из выражения (9) следующим образом:

$$\left.\begin{aligned}
\xi_{zz} &= -\frac{u_0}{H}\left[\alpha_1(1-\varsigma^2)^{1/2} + 1 - \alpha_1\pi/4\right];\\
\xi_{rr} &= \xi_{\theta\theta} = \frac{u_0}{2H}\left[\alpha_1(1-\varsigma^2)^{1/2} + 1 - \alpha_1\pi/4\right];\\
\xi_{rz} &= -\frac{u_0\alpha_1 t\rho\varsigma}{4H(1-\varsigma^2)^{1/2}};\\
\xi_{\theta z} &= \frac{u_0\rho}{2H}\left[\frac{\alpha_2(1-2\varsigma^2)}{(1-\varsigma^2)^{1/2}} + \beta_2\right];\\
\xi_{r\theta} &= 0.
\end{aligned}\right\} \tag{11}$$

Тогда очевидно, что $\xi_{eq} \to \infty$ при $\varsigma \to 1$ (или $z \to H$), так как $|\xi_{rz}| \to \infty$ и $|\xi_{\theta z}| \to \infty$ при $\varsigma \to 1$. Остальные компоненты тензора скоростей деформации ограничены при $\varsigma \to 1$, поэтому из выражения (11) получим:

$$\xi_{eq} = \frac{u_0\rho}{H\sqrt{6}(1-\varsigma)^{1/2}}\left[\left(\frac{\alpha_1 t}{2}\right)^2 + \alpha_2^2\right]^{1/2} + \\ + o[(1-\varsigma)^{-1/2}], \quad \varsigma \to 1. \qquad (12)$$

Сравнивая выражения (1) и (12) и учитывая, что $s = H - z = H(1 - \varsigma)$, найдем коэффициент интенсивности скорости деформации:

$$D = \frac{u_0\rho}{\sqrt{6}H}\left[\left(\frac{\alpha_1 t}{2}\right)^2 + \alpha_2^2\right]^{1/2}. \qquad (13)$$

Коэффициенты α_1 и α_2 определяются из теоремы о верхней оценке для ряда значений H. Таким образом, правая часть уравнения (13) с учетом определений для ρ и t, а также формулы (8), является функцией r и H для заданных начальных размеров образца. Подставив уравнение (13) в выражение (2), с учетом формул (6) и (8) получим:

$$\frac{dh_i}{h_i^{1/2}} = -\frac{\alpha r}{\sqrt{6}R_0}\left(\frac{\alpha_1^2 t_0^2}{4\eta^3} + \alpha_2^2\right)^{1/2} d\eta, \qquad (14)$$

где $h_i = h/H_0$; $\eta = H/H_0$; $t_0 = R_0/H_0$.

В уравнении (14) необходимо r выразить через лагранжеву координату материальной точки, движущейся вдоль поверхности трения, которую обозначим r_L. По определению $dr/d\tau = u_r$. Подставив в это уравнение радиальную скорость из формулы (9) при $\varsigma = 1$, исключив при этом β_1 с помощью формулы (10), переходим от дифференцирования по τ к дифференцированию по H с помощью формулы (6). Интегрируя с использованием начального условия $r = r_L$ при $H = H_0$, получим:

$$r = r_L \exp\left[\frac{1}{2}\int_\eta^1 \frac{(1-\alpha_1\pi/4)}{\mu} d\mu\right]. \qquad (15)$$

Здесь α_1 является функцией μ, а μ — немой переменной интегрирования. Подставив уравнение (15) в выражение (14), получим:

$$\frac{dh_i}{h_i^{1/2}} = -\frac{\alpha r_L}{\sqrt{6}R_0}\exp\left[\frac{1}{2}\int_\eta^1 \frac{(1-\alpha_1\pi/4)}{\mu} d\mu\right] \times \\ \times \left(\frac{\alpha_1^2 t_0^2}{4\eta^3} + \alpha_2^2\right)^{1/2} d\eta. \qquad (16)$$

Интегрируя уравнение (16) с использованием начального условия $h_i = 0$ при $\eta = 1$, получим:

$$h_i = \frac{\alpha^2}{24}\left(\frac{r_L}{R_0}\right)^2 \times \\ \times \left[\int_\eta^1 \exp\left(\frac{1}{2}\int_{\eta_1}^1 \frac{(1-\alpha_1\pi/4)}{\mu} d\mu\right)\left(\frac{\alpha_1^2 t_0^2}{4\eta_1^3} + \alpha_2^2\right)^{1/2} d\eta_1\right]^2. \qquad (17)$$

Здесь η_1 — немая переменная интегрирования.

Для определения зависимостей α_1 и α_2 от η используем метод верхней оценки. Принимая во внимание краевые условия, из теоремы о верхней оценке имеем:

$$\sqrt{3}\,k\iiint_V \xi_{eq} dV + \\ + k\iint_{S_c}[u_r^2 + (u_\theta - \omega r)^2]^{1/2} dS_c \to \min. \qquad (18)$$

Здесь V — объем тела; S_c — поверхность контакта бойков и обрабатываемого материала; ω — угловая скорость бойков; $dV = r dr dz d\theta$, $dS_c = r dr d\theta$.

Из выражения (12) видно, что объемный интеграл в выражении (18) несобственный. Поэтому целесообразно ввести $\chi = (1 - \varsigma)^{1/2}$. Тогда с учетом уравнения (9) и (11) минимизация выражения (18) сводится к поиску минимума функции трех переменных:

$$\Phi(\alpha_1, \alpha_2, \beta_2) = \frac{1}{6}\left[\frac{t_0^2}{\eta^3}\left(1 - \alpha_1\frac{\pi}{4}\right)^2 + 4\left(\beta - \frac{\Omega}{\eta^{1/2}}\right)^2\right]^{1/2} + \\ + \int_0^1\int_0^1 \left\{12\chi^2[\alpha_1\chi(2-\chi^2)^{1/2} + 1 - \alpha_1\pi/4]^2 + \right. \\ + \frac{\alpha_1^2 t_0^2 \rho^2 (1-\chi^2)^2}{\eta^3(2-\chi^2)} + \\ \left. + 4\rho^2\left[\frac{\alpha_2(4\chi^2 - 2\chi^4 - 1)}{(2-\chi^2)^{1/2}} + \chi\beta_2\right]^2\right\}^{1/2} \rho d\rho d\chi, \qquad (19)$$

где $\Omega = \omega R_0/u_0$; α_1, α_2 и β_2 от η определяем из выражения (19) численно.

Выбранное поле скоростей (9) является кинематически возможным независимо от сделанного предположения относительно формы боковой границы, так как на ней не заданы кинематические краевые условия. Поэтому с помощью относительно простой процедуры найденные значения α_1, α_2 и β_2 можно сравнить со значениями, которые получили методом, приведенным в работе [17]. По найденным значениям α_1, α_2 и β_2 следует вычис-

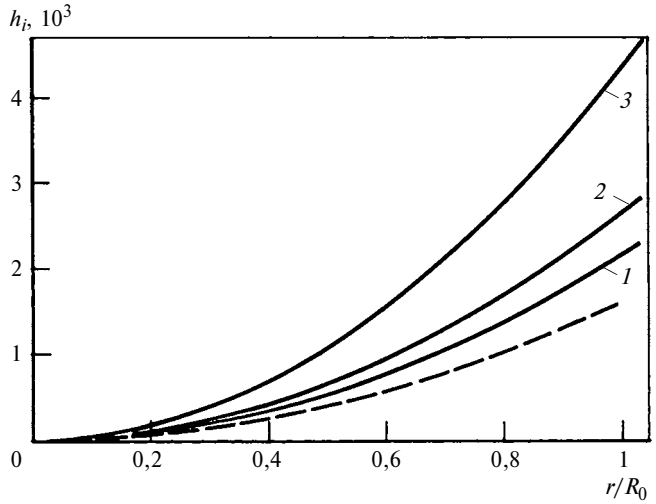


Рис. 2. Зависимости изменения толщины *h* слоя интенсивных пластических деформаций от угловой скорости инструмента при Ω = 8 (*1*), 10 (*2*); 15 (*3*)

лить форму боковой поверхности для нескольких значений η, а затем выполнить минимизацию выражения (18) для этих известных конфигураций. Вычисления показали, что разница в значениях α_1, α_2 и β_2, определенных двумя способами, составляет меньше 1 %, что указывает на одинаковую точность метода, основанного на введении вспомогательной формы боковой поверхности (8), и пошагового метода [17]. Поэтому при выполнении численного интегрирования в выражении (17) используем значения α_1 и α_2, найденные из выражения (19).

Используя результаты эксперимента по осадке стального (химический состав: 0,46 % C и 0,65 % Mn) цилиндрического образца между плоскими бойками, установлено [16], что для этого материала $\alpha = 0{,}67$. Это значение принимаем и в дальнейших расчетах. При проведении экспериментальных исследований по осадке с кручением значения t_0 и Ω варьируются в широких пределах [1, 9, 18]. Для иллюстрации влияния угловой скорости инструмента на толщину слоя интенсивных пластических деформаций вблизи поверхности трения в дальнейших расчетах принимаем: $t_0 = 1$, $0 \leqslant \Omega \leqslant 15$. Зависимости h_i от радиуса, определенные по уравнению (17), показаны на рис. 2 [штриховая линия соответствует осадке без вращения инструмента (Ω = 0)], они указывают на значительное влияние угловой скорости инструмента на толщину слоя интенсивных пластических деформаций вблизи поверхности трения. Расчеты, выполненные при Ω = 5, показали, что эта зависимость близка к зависимости при Ω = 0.

Таким образом установлено, что влияние вращения инструмента на формирование слоя интенсивных пластических деформаций вблизи поверхности трения при осадке с кручением цилиндров, начальные размеры которых удовлетворяют условию $t_0 = 1$, проявляется при $\Omega > 5$.

Дальнейшие исследования должны быть направлены на развитие численных методов по определению коэффициента интенсивности скорости деформации и уточнение уравнения (2). Значительный интерес представляет связь между процессами развития микроструктуры материала в тонком слое вблизи поверхности трения и традиционными процессами интенсивной пластической деформации [19].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Еникеев Ф. У., Рыжков В. Г., Утяшев Ф. З.** Аналитическое исследование энергосиловых параметров осадки с кручением цилиндрических заготовок из вязкопластического материала // Проблемы прочности. 1994. № 6. С. 68—71.
2. **Kemin X., Zhen W., Yan L.** FEM analysis of cylinder twist-compression deformation regularity // J. Mater. Process. Technol. 1997. V. 69. P. 148—151.
3. **Арчаков А. Т.** Определение напряженно-деформированного состояния контактного слоя цилиндрического тела при осадке с кручением // КШП. 2002. № 1. С. 21—28.
4. **Huang M. N., Tzou G. Y.** Study on compression of a rotating disk considering hybrid friction // J. Mater. Process. Technol. 2002. V. 125—126. P. 421—426.
5. **Александров С. Е.** Расчет силовых характеристик процесса осадки с кручением // Проблемы машиностроения. Надежность машин. 2003. № 2. С. 73—79.
6. **Alexandrov S., Tzou G.-Y., Hshia S.-Y.** A new upper bound solution for a hollow cylinder subject to compression and twist // Proc. Mech. Engng Sci. 2004. V. 218. N 4. P. 369—375.
7. **Tzou G.-Y., Alexandrov S.** An upper bound solution for a solid viscous cylinder subject to compression and twist // J. Mater. Process. Technol. 2006. V. 177. N 1—3. P. 159—162.
8. **Арчаков А. Т., Некрасов В. А.** Распределение деформаций в цилиндрическом образце после осадки с кручением // КШП. 2002. № 9. С. 6—9.
9. **Арчаков А. Т., Некрасов В. А.** Экспериментальные исследования процесса осадки с кручением // КШП. 2003. № 3. С. 21—26.
10. **Alexandrov S., Richmond O.** Singular plastic flow fields near surfaces of maximum friction stress // Int. J. Non-Linear Mech. 2001. V. 36. N 1. P. 1—11.
11. **Aukrust T., LaZghab S.** Thin shear boundary layers in flow of hot aluminium // Intern. I. Plast. 2000. V. 16. N 1. P. 59—71.
12. **A new approach** for studying mechanical properties of thin surface layers affected by manufacturing processes / S. P. Moylan, S. Kompella, S. Chandrasekar, T. N. Farris // Trans. ASME. J. Manuf. Sci. Engng. 2003. V. 125. P. 310—315.
13. **Трунина Т. А., Коковихин Е. А.** Формирование мелкодисперсной структуры в поверхностных слоях стали при комбинированной обработке с применением гидропрессования // Проблемы машиностроения. Надежность машин. 2008. № 2. С. 71—74,
14. **Александров С. Е., Грабко Д. З., Шикимака О. А.** К определению толщины слоя интенсивных деформаций в окрестности поверхности трения в процессах обработки металлов давлением // Проблемы машиностроения. Надежность машин. 2009. № 3. С. 72—78.

УДК 621.03

А. А. ЗЮЗИН, И. С. КОНСТАНТИНОВА, кандидаты технических наук,
Б. Н. КАЗЬМИН, М. Д. ЮРОВ (Липецкий ГТУ), e-mail: kaf-ts@stu.lipetsk.ru

Повышение точности и качества валков тонколистовой прокатки применением оптимальных способов базирования

Рассматриваются оптимальные способы базирования валков тонколистовой прокатки при их изготовлении и восстановлении, обеспечивающие повышение точности формы и качества рабочей поверхности бочек валков.

Ключевые слова: валок, бочка, прокат, разнотолщинность, радиальное биение, гармонические составляющие, огранка, эллипсность, базирование.

Optimal basing methods of light-gage drawing rollers in the time of their production and reconstruction is examined which provide improving form accuracy and working area behaviour of roll bodies,

Keywords: roll, body, mill products, gage interference, radial-motion variation, sinusoidal components, faceting, impulse pin feature, locating.

Валки станов холодной прокатки являются рабочим инструментом, формирующим точность и качество листового проката. Известно, что радиальное биение поверхности бочек валков — комплексный параметр точности формы и эксцентричного положения относительно опорных шеек, оказывает значительное влияние на разнотолщинность листового проката. Исследователи классифицируют продольную разнотолщинность листового проката как доминирующую составляющую результирующей разнотолщинности, обусловленную радиальным биением прокатных валков стана [1, 2]. Биение поверхности бочки валка можно представить полиномом Фурье p-го порядка [3]:

$$f_{1,\,p}(\varphi) = \sum_{k=1}^{k=p} A_k \sin(k\varphi_i + \gamma_k), \qquad (1)$$

где A_k и γ_k — соответственно амплитуда и начальная фаза k-й гармонической составляющей радиального биения контролируемого профиля; p — порядок полинома (число членов); φ_i — угол поворота валка относительно выбранного начала отсчета (текущий угол).

Члены полинома (1) отражают влияние на текущий радиус-вектор контролируемого профиля поперечного сечения валка ряда элементарных отклонений: первый — эксцентриситета профиля относительно общей оси вращения; второй — эллипсности; третий — огранки с трехвершинным профилем и т. д.

На рис. 1, *а* представлены осциллограмма и линейчатый спектр амплитуд радиального биения профиля среднего сечения бочки опорного валка относительно конических шеек реверсивного стана кварто 1200.

Отклонения формы и эксцентричное расположение бочек валков относительно опорных шеек приводят к изменению зазора между валками в процессе прокатки, что вызывает колебания выходной толщины листового проката. В силу упругих свойств рабочей клети и жесткости прокатываемой полосы изменение ее толщины после клети не равно изменению свободного зазора между валками вследствие радиального биения. Колебания выходной толщины полосы синхронны с колебаниями свободного зазора между валками, но отличаются меньшей амплитудой.

Так как составляющие спектра амплитуд радиального биения не коррелированны между собой, то дисперсию отклонений текущего радиус-векто-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 66)

15. **Alexandrov S.** The strain rate intensity factor and its applications: a review // Mater. Sci. Forum. 2009. V. 623. P. 1—20.

16. **Толщина** слоя интенсивных пластических деформаций в окрестности поверхности трения при осадке цилиндра плоскими бойками / С. Е. Александров, Д. Вилотич, Е. А. Лямина, Л. Шиджанин // ПМТФ. 2011. Т. 52. № 3. С. 190—195.

17. **Leu S.-Y.** Analytical and numerical investigation of strain-hardening viscoplastic thick-walled cylinders under internal pressure by using sequential limit analysis // Comput. Methods Appl. Mech. Engrg. 2007. V. 196. N 25—28. P. 2713—2722.

18. **Пудов А. С., Михаленко Ф. П., Шнейберг А. М.** Некоторые особенности пластического формоизменения при осадке цилиндрических образцов с кручением // КШП. 2003. № 3. С. 14—16.

19. **Валиев Р. З., Александров И. В.** Наноструктурные материалы, полученные интенсивной пластической деформацией. М.: Логос, 2000. 272 с.

ра контролируемого профиля можно определить по формуле

$$D_{A_k} = \sum_{k=1}^{\infty} A_k^2/2. \qquad (2)$$

Было установлено, что 68÷72 % суммарной дисперсии D_{A_k} в результирующих погрешностях приходится на гармонические составляющие 1- и 2-го порядков. Полусумма квадратов амплитуд гармонических составляющих 3- и 4-го порядков составляет 12÷16 % дисперсии D_{A_k} [4].

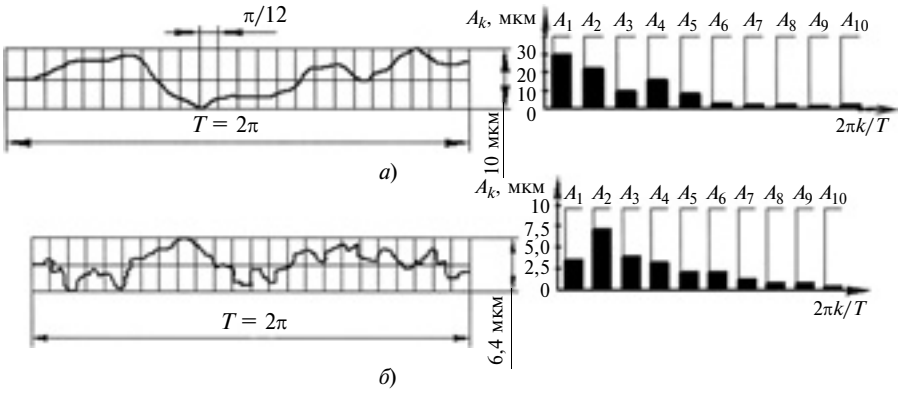


Рис. 1. Осциллограммы и линейчатые спектры амплитуд радиального биения профиля среднего сечения бочки опорного валка относительно конических шеек (*а*) и сборочных баз (*б*) реверсивного стана кварто 1200

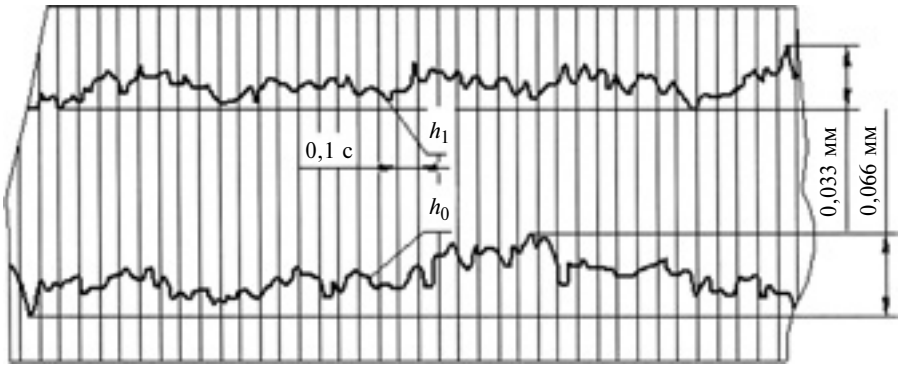


Рис. 2. Типовые профилограммы продольной разнотолщинности полосы на входе (h_0) и на выходе (h_1) реверсивного стана кварто 1200

Анализ величин и углового расположения эксцентриситетов и составляющих некруглости левой и правой опорных шеек исследованных валков показал, что амплитуды одноименных гармонических составляющих радиального биения неодинаковы и не совпадают по фазе. Их фазовый сдвиг — величина случайная. Следовательно, и после сборки валка с подшипниковыми опорами радиальное биение поверхности бочки по ее длине будет переменным. Этим обусловлены неравномерное распределение давления по длине бочки и его циклическое изменение в процессе прокатки, что приводит к неравномерности обжатий по ширине полосы и искажению ее профиля и формы. Изменение величины биения по длине бочки вызывает нестабильную работу подшипниковых узлов и затрудняет оптимальное профилирование валков и управление зазором между валками с помощью систем автоматического регулирования толщины полосы.

Основные функции рабочих валков прокатных станов — деформирование металла и обеспечение требуемой точности и соответствующего качества поверхности при холодной прокатке. Исследования некруглости поперечных сечений бочек рабочих валков показали, что на долю гармонических составляющих 2-, 3- и 4-го порядка приходится 70÷80 % дисперсии D_{A_k} результирующих отклонений. Осциллограмма и линейчатый спектр амплитуд радиального биения профиля среднего сечения бочки рабочего валка относительно сборочных баз представлены на рис. 1, *б*.

На рис. 2 представлены типовые осциллограммы результирующей разнотолщинности полосы при номинальной толщине подката на входе h_0 = 0,6 мм и на выходе h_1 = 0,35 мм при скорости прокатки υ = 4 м/с. Результирующая разнотолщинность составляет около 10 % от толщины полосы. На рис. 3 представлена амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) изменения толщины полосы в результате радиального биения опорных валков. Составляющие радиального биения валков при прокатке трансформаторной стали оказывают влияние на разнотолщинность полосы с передаточными коэффициентами 0,15÷0,2. Эта разнотолщинность составляет 33÷60 % от результирующей разнотолщинности.

Микротопография поверхности бочки рабочих валков как совокупность спектров неровностей низкого, среднего и высокого диапазонов частот также с определенными передаточными коэффициентами влияет на разнотолщинность и параметры качества листового проката [5, 6]. Влияние параметров шероховатости (*Ra*, *Rz*, *R*max, *Sm*, *S*, *tp*) поверхностей бочек валков, включая направления микронеровностей (ГОСТ 2789—73), на поверхность проката (с определенными коэффициентами, зависящими от сортамента прокатываемого металла), определяет качество проката в целом (наличие микропорывов металла, степень загрязнения поверхности, сцепляемость с лакокрасочными или электроизоляционными покрытиями и др.).

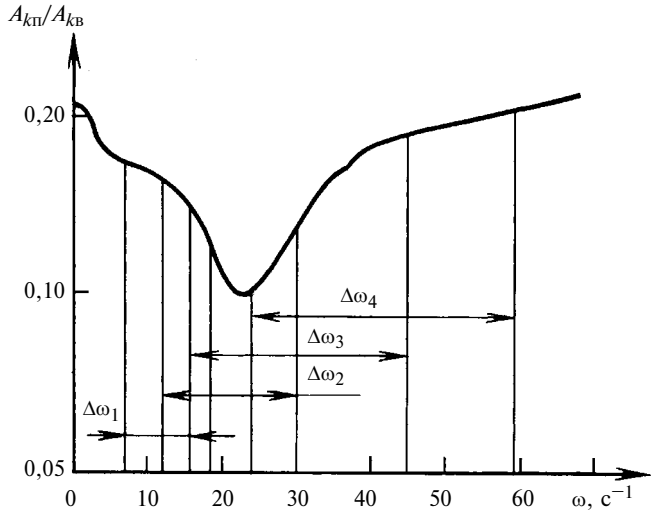


Рис. 3. АЧХ изменения толщины полосы в результате биения опорных валков реверсивного стана кварто 1200:
$\Delta\omega_1$, $\Delta\omega_2$, $\Delta\omega_3$, $\Delta\omega_4$ — диапазоны частот биения опорных валков при скоростях прокатки от 4 до 10 м/с соответственно для 1÷4-й гармоник

На заводах-изготовителях поверхности опорных шеек и бочек валков шлифуют согласно заводским инструкциям. Заказчикам валки поставляются с цилиндрической бочкой, а окончательное шлифование и калибровку поверхности бочки они осуществляют сами.

При эксплуатации на бочках валков образуются поверхностные дефекты, которые можно разделить на две группы: устраняемые при восстановлении валков (порезы, вмятины, выкрошки, сетка мелких трещин, небольшие навары и т. п.) и разрушения, вызывающие выход валка из строя (грубые навары, отслоения, сколы, трещины, поломки бочек и шеек и т. п.).

Дефекты первой группы устраняются перешлифовкой валков.

Токарную обработку и шлифование основных поверхностей валков холодной прокатки (бочек, посадочных шеек) на заводах тяжелого машиностроения осуществляют с базированием по центровым отверстиям или по центровым отверстиям и опорным шейкам с применением поддерживающих люнетов — дополнительных (подводимых) опор. При токарной обработке валков применяют вращающиеся центры, при шлифовании — жесткие.

Перешлифовку поверхности бочек валков при восстановлении на листопрокатных заводах осуществляют в зависимости от типоразмера на круглошлифовальных или вальцешлифовальных станках с установкой как и при изготовлении в центрах или в центрах и на опорных шейках с применением поддерживающих люнетов. Установлено, что наиболее перспективны токарная обработка и шлифование основных поверхностей прокатных валков с базированием по опорным шейкам на люнетах с оптимальными углами положения опорных элементов и линии контакта режущего инструмента с обрабатываемой поверхностью [7, 8]. При этих способах обработки заготовку (валок) свободно устанавливают базовыми шейками на опорные элементы центрирующих люнетов, а вращение сообщают от поводкового устройства, исключающего влияние радиального биения шпиндельного узла станка на точность обрабатываемых поверхностей. Такими устройствами могут быть шарнирные поводки разных конструкций, гибкие валы, кулачки плавающей планшайбы. В осевом направлении заготовка фиксируется шаровыми самоустанавливающимися упорами.

При этих условиях обработки траектория движения общей оси заготовки определяется исключительно отклонениями формы поверхностей установочных баз (опорных шеек), угловым положением опорных элементов люнетов и характером их взаимодействия с вращающимися базами. Выбор оптимального углового положения опорных элементов люнетов и линии контакта (резания) режущего инструмента с обрабатываемой поверхностью обеспечивает минимальные колебания общей оси заготовки относительно линии резания и, как следствие, повышение точности обрабатываемых поверхностей.

Кинематика данных способов обработки основана на закономерности микропереноса спектров амплитуд и фаз гармонических составляющих отклонений формы поверхностей установочных баз на обрабатываемые поверхности в зависимости от угла ψ положения опорных элементов люнетов и угла α линии контакта режущего инструмента с обрабатываемой поверхностью. Эта закономерность описывается функцией передаточных коэффициентов:

$$K_k = \sqrt{\frac{\sin^2(\alpha+\psi) - 2\sin(\alpha+\psi)\sin\alpha\cos k\psi + \sin^2\alpha}{\sin\psi}}, \quad (3)$$

где k — порядок гармонических составляющих отклонений формы базовых поверхностей ($k = 2$ — эллипсность; $k = 3$, 4 и т. д. — огранка с трех-, четырехвершинным и т. д. профилем).

Функция (3) с определенными допущениями справедлива при обработке на люнетах с жесткими опорными элементами в виде башмаков или вкладышей. Если опорными элементами люнетов являются вращающиеся ролики, то на точность формы обрабатываемых поверхностей дополнительное влияние оказывает их радиальное биение. Для получения ожидаемой точности формы обрабатываемых поверхностей при расчетах в случае контакта базовых поверхностей заготовки (валка) с опорными элементами люнетов по дуге окружности (наи-

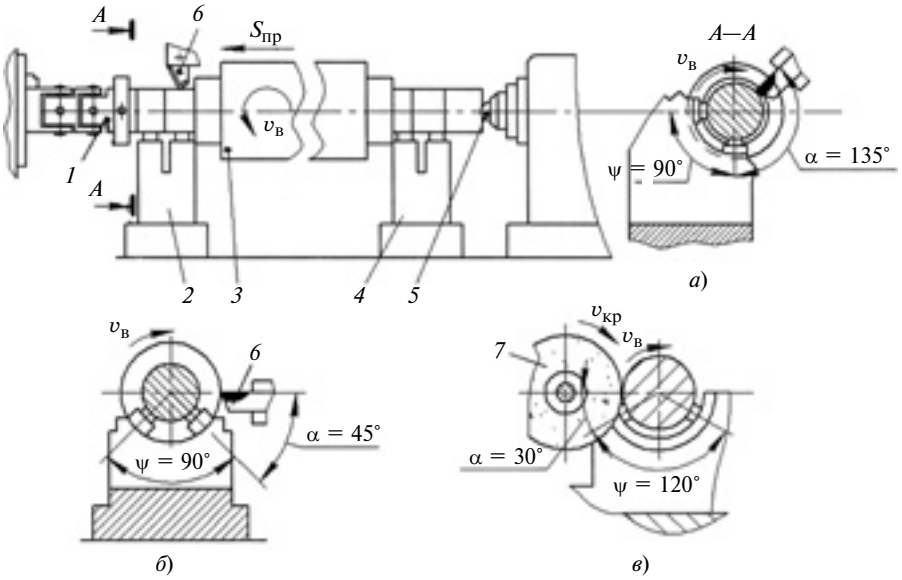


Рис. 4. Оптимальные схемы базирования на сдвоенных люнетах с целью минимизации эллипсности (*а*) и четырехвершинной огранки при токарной обработке (*б*) и трехвершинной огранки при шлифовании (*в*):
1 — поводковое устройство; *2* и *4* — сдвоенные люнеты; *3* — валок; *5* — шаровой упор; *6* — резец; *7* — шлифовальный круг

более характерный случай в производственных условиях) необходимо учитывать угол охвата сопрягаемых поверхностей опорных башмаков (вкладышей) люнетов и установочных баз.

При комплексном подходе высокие точность и качество поверхности валков при изготовлении на этапах токарной обработки и шлифования обеспечиваются минимизацией гармонических составляющих 2-, 3- и 4-го порядков в спектрах отклонений формы опорных шеек (сборочных баз), которые будут многократно использоваться в качестве установочных баз при перешлифовке валков на этапе эксплуатации. Поэтому токарную обработку на первых операциях технологического процесса проводят на сдвоенных люнетах по схемам базирования, представленным на рис. 4, *а* и *б*. По схеме базирования на рис. 4, *а* ($\psi = 90°$ и $\alpha = 135°$) выполняется технологический переход по подготовке базовых шеек под опорные башмаки (вкладыши) парного люнета с минимальной эллипсностью в спектрах отклонений их формы. Следующий технологический переход при токарной обработке поверхностей выполняется по схеме базирования на рис. 4, *б* ($\psi = 90°$ и $\alpha = 45°$), когда минимизируется гармоническая составляющая 4-го порядка. Эти поверхности следует использовать в качестве установочных баз при шлифовании опорных шеек (сборочных баз) валка по схеме на рис. 4, *в* ($\psi = 120°$ и $\alpha = 30°$), когда в спектре отклонений формы обрабатываемых поверхностей минимизируется гармоническая составляющая 3-го порядка.

Для повышения точности формы поверхностей сборочных баз (посадочных поверхностей под подшипниковые опоры) по некруглости и нецилиндричности последовательно по ходу технологического процесса изготовления валков минимизируют ряд доминирующих гармонических составляющих. Причем, при обработке поверхностей по схеме базирования на рис. 4, *а*, когда линия реза инструмента устанавливается в плоскости симметрии опорных элементов люнетов, в качестве установочных используют базы, представленные на рис. 4, *б*, а при обработке поверхностей по этой схеме базирования в качестве установочных применяют базы по схеме, приведенной на рис. 4, *в*.

Окончательно параметры качества рабочей поверхности и поверхностного слоя бочек валков формируются при финишной обработке на этапах восстановления на заводах, эксплуатирующих валки. Лабораторными и производственными исследованиями установлено, что при восстановлении наиболее рационально применять перешлифовку поверхности бочки валков торцом чашечного эльборового круга со специальным профилем по схеме базирования, представленной на рис. 5, *а* ($\psi = 60°$ и $\alpha = 150°$). Шлифование обеими сторонами торца чашечного круга при смещении $a = 0{,}7R_{ср}$ осей круга и валка (рис. 5, *б*) обеспечивает изотропность физико-механических свойств

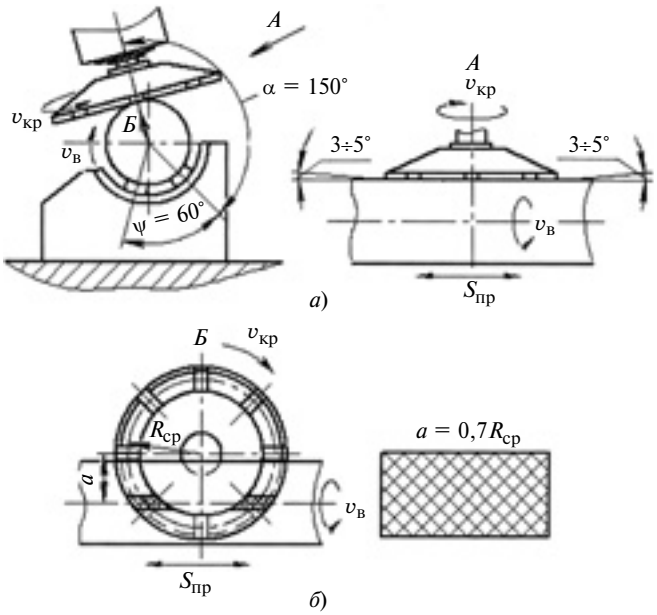


Рис. 5. Схемы оптимальной перешлифовки валков обеими сторонами торца чашечного круга (*а*) и формирования перекрещивающихся микронеровностей (*б*)

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 005.92:004.91

Б. В. ЧЕРНИКОВ, д-р техн. наук (Национальный исследовательский университет "Высшая школа экономики", г. Москва), e-mail: bor-cher@yandex.ru

Информационный анализ документации промышленных предприятий

Рассмотрены составляющие документации промышленных предприятий и основы внедрения лексикологического синтеза документов. Исследованы структура документационного обеспечения предприятий, состав, информативность и содержание документов.

Ключевые слова: документация, информация, классификация, лексикологический синтез.

Documentation components of industrial undertakings and lexicological sound synthesis document implementation foundation were examined. Scheme of documentation enterprise securing, theur informativeness, contents and body were under study.

Keywords: documentation, information, classification, lexicological sound synthesis.

В настоящее время несмотря на использование средств вычислительной техники при подготовке документации подавляющее большинство документов циркулирует в твердых (бумажных) копиях, что предопределяет наличие архивов значительных объемов. Доминирование бумажных документов определяется следующим:

требованиями регламентирующих документов (среди них к обязательному исполнению приняты государственные, ведомственные и внутренние стандарты, правила и регламенты);

высокой юридической значимостью;

недостаточным использованием электронной цифровой подписи;

необходимостью обмена с органами власти, вышестоящими организациями, партнерами и контрагентами юридически значимой информацией.

Подготовка текстовых документов осуществляется, как правило, с использованием Microsoft Word. При всех достоинствах данного программного средства имеется ряд недостатков:

возможность появления ошибок при вводе текста с клавиатуры;

недостаточная полнота документов;

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 70)

поверхности бочки валка и одинаковый в продольном и поперечном направлениях микрорельеф, риски которого пересекаются под углом 45° к оси валка. Такой микрорельеф при прочих равных условиях обеспечивает большую износостойкость поверхностей по сравнению с другими типами микронеровностей и при прокатке на валках с перекрещивающимися микронеровностями — более высокое качество листового проката [6].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Повышение** точности листового проката / И. М. Меерович, А. И. Герцев, В. С. Горелик, Э. Я. Классен. М.: Металлургия, 1969. 264 с.

2. **Железнов Ю. Д., Коцарь А. Л., Абиев Г. М.** Статистические исследования точности тонколистовой прокатки. М.: Металлургия, 1974. 240 с.

3. **Взаимозаменяемость** и технические измерения в машиностроении / Под ред. В. П. Короткова. М.: Машиностроение, 1972. 616 с.

4. **Статистическая** оценка точности опорных валков листовых станов холодной прокатки на основе гармонического анализа / М. Ф. Сухов, А. А. Зюзин, Л. И. Боровик и др. // Изв. вузов. Машиностроение. 1973. № 7. С. 145—149.

5. **Влияние** валков на геометрию и шероховатость поверхности холоднокатаной трансформаторной стали / Л. И. Боровик, Ю. Д. Железнов, А. А. Зюзин, Б. И. Мешков // Точная прокатка: Сб. науч. тр. Донецк: ДОННИИЧЕРМЕТ, 1973. С. 148—155.

6. **Влияние** шероховатости поверхностей бочек рабочих валков на качество электротехнической стали / А. А. Зюзин, М. Ф. Сухов, А. М. Козлов, Е. И. Булатников // Вестник машиностроения. 1983. № 6. С. 42—44.

7. **Зюзин А. А., Казьмин Б. Н.** Организация производства прокатных валков на металлургических предприятиях // Вестник машиностроения. 2008. № 9. С. 26—33.

8. **Зюзин А. А., Казьмин Б. Н., Юров М. Д.** Обоснование оптимальных схем базирования высокоточных деталей при их механической обработке // СТИН. 2009. № 5. С. 32—34.

трудоемкость подготовки документов.

Часто на предприятиях недостаточно эффективно используют персональные компьютеры — нередко им отводится роль печатных машинок, а сетевая инфраструктура служит лишь для обмена файлами. Однако быстрая подготовка документа заключается не в занесении текста в компьютер со скоростью 200 знаков в минуту, значительная часть времени уходит на поиск необходимой информации, многократное распространение документов между исполнителями, контрольные операции, компоновку, согласования и утверждение. Исправить создавшееся положение можно, пересмотрев традиционные процедуры подготовки документов. Процесс документирования информации по производственным процессам должен отвечать следующим требованиям:

максимальная формализация;

минимальное время создания документов;

автоматизация формирования конкретного документа при слабой его формализации.

Данные требования соответствуют как российским нормативным документам, так и европейскому стандарту MoReq2, при этом большое значение имеет простота пользования и производительность, что отвечает требованиям стандартов открытых систем.

Цель исследования

Вопросы информационного и документационного обеспечения на промышленных предприятиях рассматривались в различных публикациях. Чаще всего исследовались вопросы организации электронного документооборота, позволяющие повысить эффективность передачи и обработки электронных документов, а также создание поисковых систем. В связи со стремительным увеличением объемов информации рассматривались проблемы поиска новых, более эффективных способов их сокращения при хранении и возможности повышения скорости сжатия информационных массивов [1, 2]. Технические аспекты повышения безопасности информационных систем затрагивались в работах [3, 4].

Анализ текущего состояния проработки документационного обеспечения управления предприятием показал, что необходимы исследования в области технологий автоматизированного формирования документов по основной деятельности предприятия и принятию управленческих решений. Это подкреплено еще и тем, что в Российской Федерации реализуется федеральная целевая программа "Электронная Россия" [5], которая направлена на ускорение внедрения информационных технологий (ИТ) во все сферы деятельности и решения следующих задач:

повышение эффективности государственного управления;

повышение информационной открытости власти;

развитие информационных технологий;

развитие информационных систем (порталов);

увеличение числа квалифицированных специалистов;

максимальное использование интеллектуального потенциала.

Так как внедрение новых ИТ по подготовке документов связано с использованием информации, содержащейся в документах предприятий, то необходим информационный анализ этих документов.

Документационное обеспечение управления промышленным предприятием

Автоматизация документооборота предприятия заключается в реализации функций комплексной автоматизации по разработке, согласованию, распространению, поиску и архивации документов. Основным объектом в этом процессе является документ (задокументированная информация) [6].

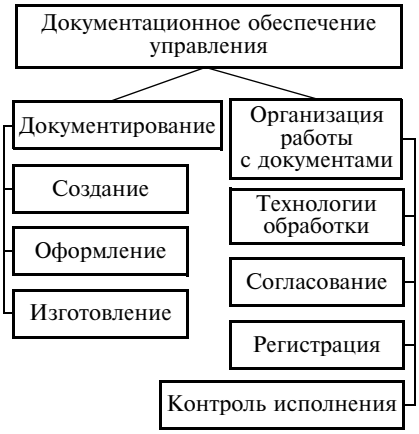


Рис. 1. Структура документационного обеспечения управления предприятием

Процесс документооборота рассматривается как движение документов с момента их создания или получения до завершения исполнения, отправки адресату или передачи в архив. Структура документационного обеспечения управления (ДОУ) отражена в рис. 1.

Нередко понятие "документооборот" отождествляют с делопроизводством. Однако ГОСТ определяет делопроизводство как комплекс мероприятий по документационному обеспечению управления предприятием, систематизации архивного хранения документов, обеспечению движения, поиска, хранения и использования документов [7] .

Документационное обеспечение управления предприятием включает в себя создание документов — их составление, оформление и изготовление. Работа с документами заключается в обработке, согласовании, регистрации документов и контроле их исполнения. Если работа с документами автоматизирована средствами систем управления элек-

Таблица 1

Унифицированная система документации

Вид документации	Документы
Организационно-распорядительная	Штатное расписание Приказы (распоряжения) Кадровая документация
Организационно-правовая	Устав организации Положения (о подразделениях, правила трудового распорядка и др.) Должностные инструкции Регламенты
Информационно-справочная	Служебные записки Служебные письма Справки Сводки Акты Протоколы
Плановая	Финансовые планы Производственные планы Планы развития Бизнес-планы
Учетная	Накладные Счета-фактуры Табели Книги учета
Отчетная	Отчеты подразделений Сводные отчеты

тронными документами, то для создания документов пользователи при подготовке документов вынуждены использовать только текстовый процессор.

На промышленных предприятиях, выпускающих сложную техническую продукцию, как правило, используют различные системы документации (табл. 1). Для стандартизации применяют систему нормативных документов, к которым относятся государственные стандарты (ГОСТы серии 1), отраслевые стандарты, стандарты предприятий. Комплект технической документации на промышленную продукцию включает в себя следующие документы [8]:

1) конструкторские — Единая система конструкторской документации (ЕСКД) и нормированная документация (ГОСТы серии 2);

2) технологические — Единая система технологической документации (ЕСТД), ГОСТы серии 3;

3) программные — на автоматизированные системы, регламентируются ГОСТами серии 34; на программные продукты, регламентируются ГОСТами серии 19;

4) эксплуатационные;

5) ремонтные.

Ряд документов можно создавать с помощью программных продуктов, сопровождающих создание конструкторских образцов. К такой документации относятся документы, связанные со строго унифицированными компонентами (например спецификация и компоненты выпускаемой продукции). Значительная часть документов (как правило, текстовых) относится к технологической документации. Такие документы формируются при организации и поддержке производственных процессов, причем программные продукты не предусматривают возможности создания эксплуатационной и ремонтной документации. Поэтому, исследуя возможности автоматизированного формирования документов, особое внимание следует уделять технологическим, эксплуатационным и ремонтным документам.

Организационно-распорядительные документы всегда сохраняются в твердых копиях. Эти документы отнесем к наиболее стандартизованным ввиду их высокой унификации и по форме, и по содержанию. Однако как показывает практика, именно эти документы создаются в текстовых редакторах с использованием шаблонов. Автоматизация процесса формирования документов этой категории развита недостаточно.

Информационно-справочные документы (справки, протоколы, сводки, отчеты) включают в себя информацию о текущем состоянии дел на предприятии, необходимую для принятия управленческого решения. Эти документы создаются с учетом общих требований по содержанию, при этом наблюдается низкая автоматизация процесса их формирования.

По своему составу информационно-справочная документация разнородна. На промышлен-

Таблица 2

Состав исходной информации в документах промышленного предприятия

Документ	Доля в общем объеме, %	
	Постоянная информация	Переменная информация
Акт готовности оборудования	8	92
Акт о браке продукции	5	95
Акт о передаче дел увольняемого руководителя	6	94
Акт обследования зданий (сооружений)	3	97
Акт передачи оборудования в ремонт	3	97
Акт предписаний по результатам проверки надзорными органами	7	93
Акт приема-передачи отходов	9	91
Акт утилизации брака	12	88
Договор на поставку	7	93
Документация по испытаниям	9	91
Заявки (на материалы, запчасти, оборудование)	16	84
Инструкции по охране труда	8	92
Инструкция по эксплуатации оборудования	3	97
Карта технологического процесса (типового, группового)	9	91
Отчет о сдаче отходов	12	88
Отчеты по ремонту и нерегламентным работам	16	84
Перечень замечаний и предложений нормативного контроля	3	97
Протокол согласования условий отгрузки и доставки	12	88
Технологические инструкции	6	94
В среднем по группе документов	8,1	91,9

ных предприятиях в эту группу документов могут входить следующие акты: ввода в строй производственно-технического оборудования; готовности оборудования; о браке продукции; о возврате брака; о передаче дел увольняемого руководителя; обследования здания и сооружений; передачи оборудования в ремонт; приема-передачи отходов; приемки и сдачи отремонтированного производственно-технического оборудования; сверки; утилизации (брака, материалов, оборудования).

Информационный состав документов предприятия

Объем и содержание информации в документе могут изменяться. Любое управленческое действие зависит как от внешних, так и от внутренних факторов. Поэтому стандартных ситуаций с идентично повторяющейся информацией практически не существует. Изменение текста документа и его реквизитов для конкретной ситуации осуществляется набором текста с клавиатуры.

В интересах исследования возможности применения ИТ для сокращения трудозатрат при создании документов целесообразно проанализировать структуру содержащейся в них информации.

Вся информация, содержащаяся в различных документах, делится на постоянную и переменную (табл. 2). Анализ показал, что объем постоянной информации, которую можно внести в трафареты и шаблоны, невелик для того, чтобы получить значительный эффект при автоматизации.

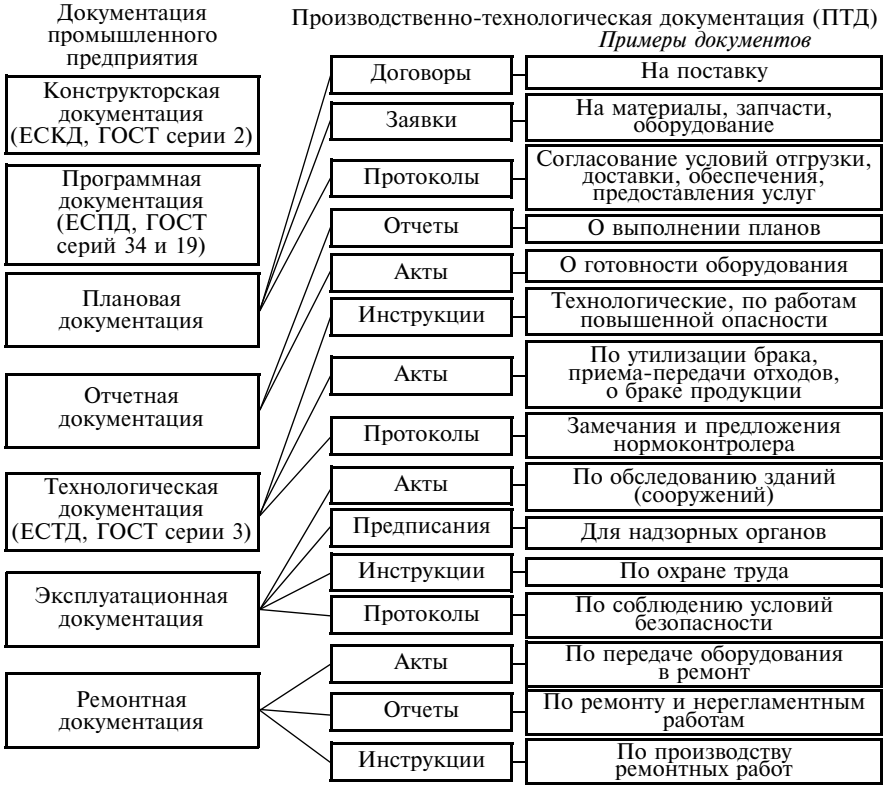


Рис. 2. Схема документации промышленного предприятия

Исследования трудоемкости исходного формирования документов и состава информации в них показали, что невысокая трудоемкость создания объясняется высокой типизацией текста [9], что имеет место, например, в организационно-распорядительных документах. Для создания документов с более низкой типизацией (с меньшими объемами неизменяемой информации, что характерно для промышленных предприятий) требуется больше времени и усилий [10, 11] (табл. 3).

Таблица 3

Время формирования документов промышленного предприятия по традиционной схеме

Документ	Время, ч
Акт о передаче дел увольняемого руководителя	2,6
Акт обследования зданий (сооружений)	3,1
Договор на поставку	2,5
Инструкции по охране труда	4,4
Карта технологического процесса (типового, группового)	2,7
Отчеты по ремонту и нерегламентным работам	3,6
Технологические инструкции	4,9

Новые технологии формирования документов

Документы, альтернативные трафаретизированным и шаблонным, относятся к слабоформализуемым. Они могут быть полнотекстовыми, табличными или смешанными, содержание которых связано с произвольной структурой, меняющейся от конкретной ситуации. Данные документы отличаются высокой вариативностью. Поэтому их структуризация требует детализации как взаимосвязей, так и композиции текста вплоть до фрагментов фраз, слов и даже их частей.

На рис. 2 представлена схема документации промышленного предприятия. Объем слабоформализуемых документов на промышленных предприятиях весьма значителен. К ним прежде всего следует отнести текстовые

документы, направленные на организацию и поддержку производственных процессов, а также содержащие сведения, необходимые для выработки управленческих решений или выполнения производственных заданий.

Для сокращения времени, а следовательно, и материальных затрат при создании документации следует расширить применение автоматизации формирования документов с использованием средств вычислительной техники. Решить поставленную задачу можно, используя лексикологический синтез документов [12], который позволит существенно сократить трудозатраты путем автоматизации процесса и повысить качество документации промышленных предприятий. Для этого необходимо создать технологию автоматизированного формирования документов, разработать методологию автоматизации процесса их формирования и единую технологию составления, изготовления и обработки документов на основе современных средств вычислительной техники.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кадач А. В.** Сжатие текстов и гипертекстов // Программирование. 1997. № 4. С. 47—56.
2. **Mahoney M.** Fast Text Compression with Neural Nerworks // Proc. of the Thirteenth International. Florida, Artificial Intelligence Research Society Conference. 2000.
3. **Лукацкий А. В.** Обнаружение атак. СПб.: БХВ-Петербург, 2003. 608 с.
4. **Толстой А. И., Милославская Я. Г.** Интрасети: доступ в Internet, защита. М.: ЮНИТИ, 2000. 527 с.
5. **Черников Б. В.** "Электронная Россия" и документооборот // Служба кадров. 2003. № 11. С. 49—54.
6. **Закон Рос. Федерации** № 149-ФЗ "Об информации, информационных технологиях и о защите информации". Собрание законодательства Российской Федерации, 2006. № 31. 3448 с.
7. **ГОСТ Р 6.30—2003.** Унифицированные системы документации. Унифицированная система организационно-распорядительной документации. Требования к оформлению документов. М.: Изд-во стандартов, 2003. 93 с.
8. **Глаголев В. А.** Проблемы стандартизации и повышения качества разработки технической документации на современную промышленную продукцию приборостроения // Менеджмент качества. Ч. 1. 2008. № 4. С. 68—78. Ч. 2. 2009. № 1. С. 57—65.
9. **Черников Б. В.** Принцип лексикологического синтеза в технологии создания текстовых документов // Секретарское дело. 2000. № 1. С. 47—49.
10. **Черников Б. В., Карминский А. И.** Технология автоматизированного формирования слабоформализуемых документов // 3-я междунар. конф. "Управление развитием крупномасштабных систем". 2009. М.: Ин-т проблем управления им. В. А. Трапезникова РАН. С. 398—408.
11. **Черников Б. В.** Формирование электронного документа // Служба кадров. 2007. № 11. С. 97—102.
12. **Пат. 2253893 Рос. Федерации.** Способ автоматизированного лексикологического синтеза документов.

Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присылать на 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 (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 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. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя 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.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).

УДК 621.313

Д. Ю. ПАШАЛИ, О. А. БОЙКОВА, кандидаты технических наук (Уфимский государственный авиационный технический университет), e-mail: sunny_oks@mail.ru

Определение коэффициентов внешнего магнитного поля электрических машин с учетом технологических и эксплуатационных факторов

Получены выражения для определения коэффициентов внешнего магнитного поля электрических машин с учетом влияния эксплуатационных и технологических факторов.

Ключевые слова: коэффициент внешнего магнитного поля, электрическая машина, диагностика, техническое состояние, технологические и эксплуатационные факторы.

Terms with the aim of determining external geomagnetic field of electrical machines coefficient taking into account influence of performance and processing factors were obtained.

Keywords: external geomagnetic field coefficient, electrical machine, diagnostic operation, technical state, processing and performance factors.

При разработке и диагностировании технического состояния электрических машин (ЭМ), удовлетворяющих требованиям перспективных электротехнических комплексов и систем, возникает необходимость в определении коэффициентов внешнего магнитного поля (ВМП).

Преимущества метода, используемого для этих целей, и перспективы его применения приведены в работах [1, 2]. Достоверность получаемых результатов зависит от точности определения коэффициента ВМП на поверхности внешнего магнитопровода или корпуса машины. В применяемых в настоящее время методах определения коэффициентов ВМП [3] различных ЭМ не учитывается влияние эксплуатационных и технологических факторов. Для повышения точности диагностирования неявнополюсных ЭМ по ВМП были получены зависимости для определения коэффициентов ВМП с учетом технологических и эксплуатационных факторов.

Коэффициент ВМП асинхронных двигателей (АД) определяется выражением [2]

$$\dot{k}_{\text{ВМП}} = \frac{\sqrt{\psi_{\text{н}}\psi_{\text{в}}}\exp[8\pi(\varsigma_{\text{н}}-\varsigma_{\text{в}})]}{\rho_{\text{с}}(\psi_{\text{н}}+\psi_{\text{в}})\text{ch}(\xi_{\text{н}}-\xi_{\text{в}})+(1+\psi_{\text{н}}\psi_{\text{в}})\text{sh}(\xi_{\text{н}}-\xi_{\text{в}})} \times \left(\frac{2R_{\text{нар}}+\rho_{\text{с}}}{2}+\frac{\sqrt{2}}{\sqrt{\omega\gamma_{\text{с}}\mu}}\right). \quad (1)$$

Здесь $\rho_{\text{с}} = \frac{1}{l_1}\int_0^{l_1}|f_i - g_i|\text{d}z$ — средняя овальность внутренней поверхности внешнего магнитопровода, где $f_i = a(z)$; $g_i = b(z)$ (a — полуось эллиптического профиля расточки внутреннего или внешнего магнитопровода по оси x; b — полуось профиля расточки внешнего магнитопровода или наружной поверхности внутреннего магнитопровода по оси y; z — ось, совпадающая с осью вращения АД); l_1 — активная длина АД; $\dot{\psi}_{\text{н}} = \frac{\dot{\xi}_{\text{н}}}{\varsigma_{\text{н}}\mu_r}$; $\dot{\psi}_{\text{в}} = \frac{\dot{\xi}_{\text{в}}}{\varsigma_{\text{в}}\mu_r}$; $\rho_{\text{с}} \leqslant R_{\text{нар}}$; $R_{\text{нар}}$ — наружный радиус внешнего магнитопровода; $\lambda_r = \pi(2n-1)/l_1$; $n = 1, 2, 3, \ldots$; $\dot{\xi}_{\text{н}} = j\sqrt{j\omega p_{vi}\mu\gamma_{\text{с}}R_{\text{нар}}^2+\varsigma_{\text{н}}^2}$; j — мнимая единица; $\varsigma_{\text{н}} = \sqrt{(\lambda_r R_{\text{нар}})^2+p_{vi}^2}$; f — частота питающей сети; $\omega = 2\pi f$; $\dot{\xi}_{\text{в}} = j\sqrt{j\omega p_{vi}\mu\gamma_{\text{с}}R_{\text{нар}}^2+\varsigma_{\text{в}}^2}$; $\varsigma_{\text{в}} = \sqrt{(\lambda_r R_{\text{в}})^2-p_{vi}^2}$; p_{vi} — число пар полюсов произвольной гармоники магнитодвижущей силы (МДС) внешнего магнитопровода (для основной гармоники $p_{vi} = p$); μ и $\gamma_{\text{с}}$ — магнитная проницаемость и

удельная электрическая проводимость материала внешнего магнитопровода.

На рис. 1 (см. обложку) приведена экспериментальная поверхность отклика модуля коэффициента ВМП для АД с ротором диаметром $D_2 = 71{,}5^{+0{,}02}_{-0{,}05}$ мм и статором с внутренней расточкой диаметром $D_1 = 72^{+0{,}03}_{-0{,}06}$ мм. В качестве эксплуатационного и технологического фактора рассматривался статический эксцентриситет ротора АД.

Коэффициент ВМП машин постоянного тока определяется с учетом выражения (1) при условии, что $\omega = 0$:

$$k_{\text{ВМП}} = \frac{\exp\left(8\pi\left(\sqrt{(\lambda_{\text{к}}R_{\text{нар}})^2 + p_{\upsilon i}^2} - \sqrt{(\lambda_r R_{\text{в}})^2 - p_{\upsilon i}^2}\right)\right) \times}{2\rho_{\text{с}} j\,\text{ch}j\left(\sqrt{(\lambda_{\text{к}}R_{\text{нар}})^2 + p_{\upsilon i}^2} - \sqrt{(\lambda_r R_{\text{в}})^2 - p_{\upsilon i}^2}\right) +} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{\times (R_{\text{нар}} + 0{,}5\rho_{\text{с}})}{+ (1 - 1/\mu^2)\text{sh}j\left(\sqrt{(\lambda_{\text{к}}R_{\text{нар}})^2 + p_{\upsilon i}^2} - \sqrt{(\lambda_r R_{\text{в}})^2 - p_{\upsilon i}^2}\right)}.$$

Коэффициент ВМП ЭМ с распределенной вторичной системой (ЭМРВС) имеет вид:

$$\dot{k}_{\text{ВМП}} = \sum_1^n \frac{6\pi^2 \sqrt{r_1 \varpi_{\text{н}} \varpi_{\text{вн}}}\, e^{\delta_1 \sqrt{\left[\frac{\pi(2n-1)}{2l_1}\right]^2 + \alpha_l^2}}}{(r_1 \varpi_{\text{н}} + \varpi_{\text{вн}})\text{ch}(\varpi_{\text{н}} - \varpi_{\text{вн}}) +} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{}{+ \mu\chi_{\text{вн}}\left(1 - \frac{r_1 \varpi_{\text{н}} \varpi_{\text{вн}}}{\mu_r^2 \chi_{\text{вн}}^2}\right)\text{sh}(\varpi_{\text{н}} - \varpi_{\text{вн}})},$$

где $\dot{\varpi}_{\text{н}} = j\sqrt{jp_{\upsilon\text{м}}\mu\varepsilon + (R_1 + h_{\text{п}})^2\left(\frac{\pi(2n-1)^2}{4l_1^2} + \alpha_l^2\right)}$; $h_{\text{п}} = R_{\text{нар}1} - \left(R_1 + \frac{\delta_1}{2}\right)$; $\dot{k}_{\text{ВМП}\,l} = 1/\dot{k}_{\text{ВМП}}$; $\alpha_l = \frac{\pi}{\tau}$; $\chi_{\text{вн}} = \left(R_1 + \frac{\delta_1}{2}\right)\sqrt{\frac{\pi(2n-1)}{2l_1} + \alpha_l^2}$; $\varepsilon = \frac{\mu_0 \gamma \omega_1}{\alpha_l^2} k_d$ — магнитное число Рейнольдса; $r_1 = \frac{\chi_{\text{вн}}}{\chi_{\text{н}}}$; $\dot{\varpi}_{\text{вн}} = j\sqrt{jp_{\upsilon\text{м}}\mu\varepsilon + \left(R_1 + \frac{\delta_1}{2}\right)^2\left(\frac{\pi(2n-1)^2}{4l_1^2} + \alpha_l^2\right)}$; $\chi_{\text{н}} = (R_1 + h_{\text{п}})\sqrt{\left(\frac{\pi(2n-1)}{2l_1}\right) + \alpha_l^2}$; $p_{\upsilon\text{м}}$ — число пар полюсов произвольной гармоники МДС внутреннего магнитопровода; $k = \frac{k_q}{k_d}$; k_d, k_q — коэффициенты приведения по продольной и поперечной осям.

Для ЭМРВС с электромагнитным возбуждением (электромагнитные демпферы) с полым немагнитным ротором, консольно закрепленным на валу, числом полюсов $p = 1$ и $k = 1$, с геометрическими соотношениями: $\delta/\tau = 0{,}025 \div 0{,}05$ (δ — номинальный воздушный зазор, τ — полюсное деление машины); $a/\tau = 0{,}25 \div 0{,}5$. При $p = 2$ влияние технологических и эксплуатационных факторов на изменение внешнего поля АД значительно больше, чем при $p = 1$. Если изменение амплитуды напряженности ВМП при $p = 2$ составляет 52 %, то при $p = 1$ оно составляет 35 % (для номинального режима работы АД и МПТ) (рис. 2, см. обложку).

Установлено существенное влияние магнитного числа Рейнольдса ε на коэффициент ВП ЭМРВС (рис. 3, см. обложку): при изменении ε в наиболее характерном для него диапазоне, т. е. от 0,5 до $1 - |k_{\text{ВМП}}|$ коэффициент увеличивается в 3—3,5 раза.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Жумагулов К. К.** Диагностика асинхронных двигателей по внешнему магнитному полю // Тр. КарГТУ. 2006. № 1. С. 84—86.
2. **Хайруллин И. Х., Пашали Д. Ю.** Диагностика электромеханических преобразователей по внешнему магнитному полю // Вестник УГАТУ. Т. 7. № 1(14). 2006. С. 165—170.
3. **Каден Г.** Электромагнитные экраны в высокочастотной технике и технике электросвязи. М.: Государственное энергетическое изд-во, 1957. 325 с.

УДК 621.983:669.14.018.26

А. А. АЛИЕВ, канд. техн. наук (ФГУП НИИАЭ), e-mail: niiaecentr@gmail.com

Использование низкоуглеродистой стали при изготовлении деталей электрооборудования транспортных средств холодной штамповкой

Приведены примеры использования низкоуглеродистой стали с повышенными эксплуатационными свойствами при изготовлении холодной штамповкой деталей электрооборудования транспортных средств.

Ключевые слова: детали электрооборудования, холодная штамповка, низкоуглеродистая сталь, механические свойства.

Examples of low-carbon steel usage having enhanced running ability under cold forming production of transport electrical equipment details were presented.

Keywords: electrical equipment details, cold forming production, low-carbon steel, mechanical characteristics.

Металлоемкие детали электрооборудования, например поликлиновые шкивы генераторов, корпуса и фланцы стартеров, опоры валов стартеров и якорей, изготовляют холодной штамповкой. Магнитопроводы статора изготовляют вырубкой пластин из холоднокатаной ленты (ХКЛ) (ГОСТ 503—81) или листа толщиной 1 мм из стали 08кп или 10 с последующей ручной сборкой пакета (рис. 1, *а*), что является весьма трудоемкой операцией.

Попытка использовать ХКЛ толщиной 1 мм из стали 08кп для изготовления этой детали сверткой на ребро (рис. 1, *б*) на автоматической линии не дала положительных результатов из-за плохой штамповки в закрытых штампах. Кроме того, по краям детали появлялись трещины.

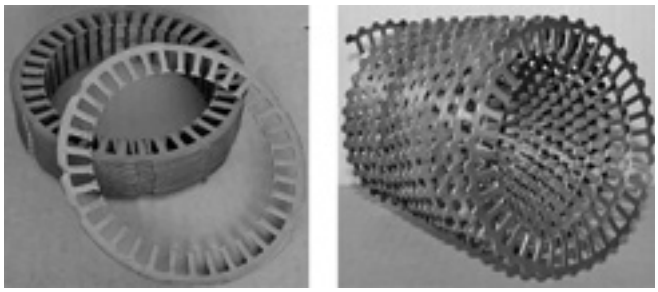
Заготовки поликлиновых шкивов изготовляют из ХКЛ (размеры сечения 2,8 × 112 мм) из стали 08кп ОМ (способность к вытяжке) холодной штамповкой за пять операций с двумя неполными отжигами. Поликлиновые шкивы (рис. 2) изготовляют холодной раскаткой на раскатном станке. Эксплуатация генераторов 94.3701 с поликлиновыми шкивами, устанавливаемыми на автомобили ВАЗ 2110 и ГАЗ 3110, показала, что они часто выходят из строя в результате усталостного разрушения (рис. 3), причинами которого являются сложное напряженное состояние и недостаточная твердость в переходной зоне.

Детали стартера редуктора 57.3708 изготовляют из ХКЛ, полученной из стали 08кп М, на многопозиционных пресс-автоматах. При этом в переходных зонах часто появляются заусенцы, надрывы, а иногда и трещины, что снижает качество сборки редуктора и срок службы стартера.

Отражатели рефлекторов автомобильных фар изготовляют из ХКЛ из стали 08Ю толщиной 0,6 или 0,7 мм на многопозиционном пресс-автомате. При этом поверхности детали имеют низкое качество, так как после штамповки образуются дефекты в виде "апельсиновой корки". Основная причина данного дефекта — неоднородность структуры ХКЛ с размером зерна феррита 6—9 баллов, что приводит к неравномерному распределению деформации по поверхности и ухудшает рассеивание светового луча фары транспортного средства.

Анализ вышеуказанных факторов показал, что основными причинами появления дефектов является использование некачественного материала с нерациональной структурой (величина зерна феррита 6—9 баллов) и низкими механическими свойствами — недостаточная пластичность ($\delta = 17 \div 30$ %) и низкий коэффициент пластичности $\sigma_{0,2}/\sigma_в < 0,6$.

С целью повышения качества деталей было решено использовать низкоуглеродистую сталь с улучшенными эксплуатационными свойствами, т. е. с однородной структурой и высокой пластичностью. Были разработаны изменения по улучшению химического состава стали 08Ю путем снижения содержания примесей при ее выплавке в листопрокатном цехе ОАО "Магнитогорский металлургический комбинат" (ОАО "ММК"). В результате полу-



а) *б*)

Рис. 1. Детали статора из ХКЛ (1 × 40 мм):
а — наборный пакет из стали 08кп ОМ; *б* — свертка на ребро из стали 035Ю ВГ

Рис. 2. Поликлиновый шкив генератора 94.3708.051

Рис. 3. Шкивы из стали 08кп М с усталостными разрушениями

чена низкоуглеродистая сталь с химическим составом, %: 0,03÷0,04 C; 0,21÷0,27 Mn; 0,01÷0,02 Si; 0,012÷0,017 S; 0,012÷0,014 P; 0,027÷0,045 Al; 0,02 Cr; 0,02 Ni; 0,02 C, что соответствует стали 035Ю. Последующими металлургическими переделами, в том числе термической обработкой, получили ХКЛ с зерном феррита 7—8 баллов. В стали 035Ю содержание химических элементов C, Mn и P в 2 раза, а S и Si в 3 раза ниже, чем в стали 08кп (ГОСТ 9045—93). Однородную мелкозернистую структуру обеспечил алюминий, который, соединяясь с кислородом и азотом, образует микровключения Al_2O_3 и AlN. Они располагаются по границам зерен феррита, блокируя и сдерживая их рост. Из стали 035Ю прокаткой получены ХКЛ толщиной от 0,7 до 3 мм с механическими показателями: $\sigma_в$ = 310÷330 МПа, $\sigma_{0,2}$ = 185÷215 МПа, δ = 35,5÷41 %, твердость 46÷52 *HRB*, пластичность $\sigma_{0,2}/\sigma_в$ = 0,60÷0,65, способность к вытяжке — ВГ.

В табл. 1 приведены показатели механических свойств и структуры ХКЛ толщиной от 0,7 до 3 мм из сталей 08кп ОМ, 08кп М и 035Ю. Анализ показал, что ХКЛ из стали 08кп (независимо от состояния поставки) имеет разнозернистую микроструктуру с зернами феррита 6—9 баллов, а ХКЛ из стали 035Ю — однородную мелкозернистую структуру с зернами феррита 7—8 баллов. Механические свойства ХКЛ из стали 035Ю: $\sigma_в$ на 10÷20 % меньше, а δ_4 в 1,7÷2 раза больше, чем соответствующие показатели стали 08кп, т. е. для холодной штамповки предпочтительнее ХКЛ из стали 035Ю ВГ.

Исследовали возможность использования ХКЛ из стали 035Ю ВГ толщиной 1÷3 мм для изготовления деталей электрооборудования автомобилей. Установлено, что при изготовлении свертываемого магнитопровода статора генератора 94.3701 из ХКЛ с сечением 1 × 40 мм из стали 035Ю ВГ улучшалось качество штамповки в закрытых штампах поверхности детали и повышалась точность размеров изготовляемого изделия. При этом была исключена ручная сборка, снизилась трудоемкость операции, а экономия металла составила 1,8 кг на один статор. Кроме того, были проведены исследования по использованию ХКЛ из стали 035Ю ВГ с улучшенной структурой при изготовлении холодной штамповкой таких деталей, как поликлиновый шкив генератора 94.3701, шесть деталей стартера с редуктором, отражатели рефлекторов фар.

Поликлиновые шкивы генераторов. Для установления причин разрушения поликлиновых шкивов заготовки и готовые шкивы исследовали на дифрактометре МИСиС ДИП-РИКОР с целью определения их напряженного состояния. Определяли радиальные напряжения в четырех зонах заготовки и готового шкива (табл. 2, рис. 4).

Рентгеноспектральные исследования металла разрушенных шкивов показали, что микровключения MnS и Al_2O_3 располагаются по границам зерен феррита, что является причиной снижения пластичности, а следовательно, разрушения шкива. Кроме того, при изготовлении шкива его подвергают двум неполным отжигам при температурах 730÷750 и 700÷720 °С с охлаждением в контейнере на воздухе, в результате чего твердость на переходной зоне снижается до 53÷55 *HRB*, а следовательно, повышается вероятность усталостного разрушения.

Для повышения твердости в переходной зоне шкива выполняли один ускоренный рекристаллизационный неполный отжиг — нагревание заготовки до температуры 660÷680 °С, выдержка 30÷40 мин после прогрева садки, охлаждение в закрытом контейнере на воздухе, в результате чего твердость переходной зоны шкива повысилась до 66÷72 *HRB*. Кроме того, исключение одного отжига дало значительную экономию энергоресурсов.

Таблица 1

Механические показатели и структура ХКЛ из сталей 08кп и 035Ю ВГ в зависимости от ее толщины

Сталь	Способность к вытяжке	$\sigma_в$, МПа	Пластичность δ_4, %, при толщине ленты, мм, не менее			Твердость, *HRB*	Глубина лунки, мм	Размер зерна феррита, балл*
			0,7÷1,5	1,5÷2,0	2,0÷3,0			
08кп*	ОМ	270÷390	23	26	30	53÷55	9,4÷11,7	6÷9
	М	310÷440	17	18	20	56÷58	8,6÷11,0	6÷9
035Ю**	ВГ	310÷330	39,5÷41,5	39,5	41,5÷44	46÷52	11,6÷12,3	7÷8

* По ГОСТ 503—81 и ГОСТ 9045—93 независимо от состояния поставки и категории вытяжки.
**Плавки 102458, 102824, 101872 и 109303 ОАО "ММК".

Для получения зубьев поликлинового шкива диаметром 50 ± 0,31 мм и предотвращения ухода металла в облой при предварительной раскатке заготовки увеличили на 1° угол наклона профиля ролика предварительной раскатки раскатного станка, т. е. верхний угол ролика составил 3°, нижний — 2°30'. Эксплуатационные испытания генераторов 94.3701 показали, что поликлиновые шкивы из стали 035Ю с твердостью 66÷72 HRB не разрушаются.

Детали стартера. Для повышения качества шести деталей стартера 57.3708 нового поколения было предложено использовать ХКЛ из стали 035Ю ВГ с улучшенными механическими свойствами и структурой. Из опытных партий ХКЛ из стали 035Ю ВГ с размерами сечения 1,2 × 76; 2,0 × 90; 2,0 × 105; 2,5 × 125; 2,8 × 120 и 3 × 70 мм на многопозиционном оборудовании с автоматической подачей изготовляли детали стартера. Число деталей в партии составляло от 11000 до 12800. Полученные детали отвечали заданным требованиям.

Детали светотехнических приборов. С целью устранения дефекта "апельсиновая корка" на поверхности рефлекторов автомобильных фар были разработаны новые технические требования на ХКЛ 08Ю со способностью к вытяжке ВОСВ с размерами сечений 0,6 × 210, 0,6 × 220, 0,7 × 225 и 0,7 × 340 мм: величина зерна феррита 7—8 баллов (8 баллов — более 60 %) по шкале № 1 (ГОСТ 5639—82), $\sigma_в$ = 280÷340 МПа; $\delta_5 \geqslant 40$ %.

Таблица 2

Радиальные напряжения в опасных зонах заготовки и готового шкива, МПа

Номер зоны, расположение	Заготовка	Готовый шкив
1. 10 мм от края дна	+15	+2
2. Начало перехода	+30	+75
3. Переход	+30	−40
4. Переход на корпусе	+15	−40
Примечание. Знаки: "+" — растяжение, "−" — сжатие.		

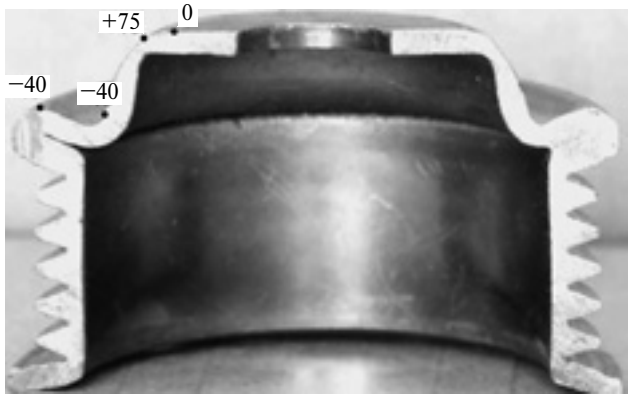


Рис. 4. Напряжения, МПа, в переходных зонах поликлинового шкива

Полученные штамповкой из ХКЛ, изготовленной на ОАО "НЛМК", рефлекторы не имели дефекта "апельсиновая корка". На основании этого ХКЛ из стали 035Ю ВОСВ используется на ОАО "Автосвет" (г. Киржач) и ОЗАТЭ (г. Владикавказ) для изготовления холодной штамповкой отражателей фар на многопозиционных пресс-автоматах. На ОАО "Автоприбор" (г. Владимир), ОАО КЗАМЭ (г. Калуга) и ОАО "ОктАП" (Башкортостан, г. Октябрьский) из низкоуглеродистых сталей 08 и 10 толщиной до 2 мм на многопозиционных пресс-автоматах изготовляют корпуса электродвигателей и моторедукторов стекло- и фароочистителей.

Эффективность данной технологии объясняется тем, что на многопозиционных пресс-автоматах между операциями последеформационные паузы настолько малы (3÷5 с), что деталь до следующей деформации не успевает остыть. При последующих деформациях теплота накапливается и происходит динамическая рекристаллизация, благодаря чему не образуется наклепа и, следовательно, исключается операция дополнительного отжига.

Разработанная низкоуглеродистая сталь 035Ю с улучшенными свойствами внедрена в массовое производство на заводах ОАО "ЗиТ" (г. Самара) и ОАО "Автосвет" (г. Киржач).

А. В. ЩЕДРИН, канд. техн. наук (МГМУ "МАМИ"), А. О. ПОЛЯКОВ, А. Ю. КОЗЛОВ (ООО Машиностроительный завод "ТОНАР"), С. А. ГАВРИЛОВ, (ОАО "НПП "РЕСПИРАТОР"), e-mail: fue17@yandex.ru

Самоорганизация контактных процессов — перспективное направление в трибологии

В сентябре 2012 г. в г. Орехово-Зуево Московской области в рамках федеральной целевой программы "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" (государственный контракт № 12.741.11.0104) прошли международные конференция и молодежная научная школа "Инновационные технологии и передовые инженерные решения", организованные Российским новым университетом при поддержке МГТУ им. Н. Э. Баумана и МГМУ "МАМИ", на которых рассматривались вопросы практического и технологического применения таких фундаментальных научных открытий, как эффект безызносности при трении и водородное изнашивание.

В конференции приняли участие ведущие трибологи из России, Великобритании, Германии, Польши, Казахстана, а также автор данных научных открытий — лауреат премии Президента РФ в области образования, премии Правительства РФ в области науки и техники профессор, доктор технических наук Д. Н. Гаркунов.

Председатель международного совета по трибологии профессор Питер Джост (Великобритания) в приветственном слове остановился на решении глобальных технических проблем, основанных на развитии экотрибологии.

Д. Н. Гаркунов обозначил новое стратегическое направление в трибологии на основе самоорганизации контактных процессов, фундаментальной базой которого являются эффекты безызносности при трении и водородное изнашивание, позволяющие разрушительному процессу трения придать созидательный характер, что имеет место в живой природе, например при работе суставов живых организмов.

Лауреат премий Президента и Правительства РФ профессор В. Г. Бабель впервые представил фундаментальные закономерности окислительно-восстановительных процессов в смазочных материалах в условиях фрикционного контакта.

Заслуженный изобретатель РФ профессор МГТУ им. Н. Э. Баумана Э. Л. Мельников представил новые запатентованные методики и результаты сравнительных исследований термостойкости и износостойкости индустриальных масел и присадок. Отмечена высокая эффективность металлоплакирующей присадки Валена (пат. № 2277679 РФ) при реализации эффекта безызносности. В частности были прокомментированы последние исследования профессора Г. Польцера (Германия) по использованию медьсодержащей металлоплакирующей присадки в автомобилях, которые показали, что применение присадки Валена обеспечивает экономию топлива от 8 до 14 %.

В совместном докладе А. В. Щедрина были представлены результаты завершенных диссертационных работ соискателей на ученую степень М. А. Зинина и С. А. Гаврилова по технологической реализации эффекта безызносности при трении соответственно при комбинированном прошивании (протягивании) отверстий и волочении (редуцировании) сплошных и полых профилей. Показано, что применение инструмента с регулярным микрорельефом поверхности и присадки Валена обеспечивают снижение усилия обработки до 30 %, при этом качество обработки повышается в 2 раза. Это достигается путем интенсивной подачи металлоплакирующего смазочного материала в очаг деформации через канавки регулярного микрорельефа. При этом выступы микрорельефа являются деформирующими элементами, оказывающими многоцикловое воздействие на поверхностный слой заготовки. На инструменте образуется сервовитная пленка меди, обладающая особенными физическими свойствами, такими, например, как параллельная интенсификация — эффект Ребиндера. Кроме того, установлено усиление эффекта уменьшения усилия обработки по мере увеличения деформации заготовки.

Доцент МГМУ "МАМИ" А. Д. Максимов представил направления системного синтеза регулярных микрорельефов поверхностей, являющегося (аналогично эффекту безызносности) примером самоорганизации контактных процессов.

На конференции были также представлены: специальные смазочные материалы для экстремальных условий, созданные Электрогорским институтом нефтепереработки (А. В. Нестеров); релятивистская и квантовая теории трения (Д. Н. Любимов, Южно-Российский ГТУ); методы совершенствования дизелей (Д. О. Онищенко, МГТУ им. Н. Э. Баумана).

Преподаватель общеобразовательной школы из г. Покрова (Владимирская область) Н. Ю. Чихачёв обосновал необходимость введения в школьную программу изучения данных направлений физики. Профессор МГТУ им. Н. Э. Баумана В. С. Гаврилюк остановился на аспектах преподавания курса "Триботехника" в ведущих европейских технических университетах.

Итогом конференции стало решение о направлении ее материалов в Министерство инвестиций и инноваций Московской области, Министерство образования и науки РФ, Комитет государственной думы РФ по промышленности и Управление администрации Президента РФ по научно-образовательной политике.

Выставка "MASHEX–2012"

На территории ЦВК "Экспоцентр" в октябре традиционно проходит международная специализированная выставка оборудования, комплектующих, материалов, технологий и услуг для металлообработки и машиностроения. На пятнадцатой международной выставке "MASHEX-2012" была представлена продукция: кузнечно-прессовое оборудование, оборудование для обработки металлов давлением, контрольно-измерительные приборы, станки и инструмент для нанесения покрытий и обработки поверхностей, комплектующие изделия и материалы, литейные и формовочные машины, CAD/CAM (PLM), инструменты, лазерные установки, промышленные работы.

ЗАО "Рязанский завод токарных станков"

Токарно-винторезный станок 13С65. Двухпризменные направляющие, термо- и виброустойчивость станка обеспечивают высокую точность обработки и большой срок его эксплуатации. Точение длинных конусов осуществляется при одновременной продольной подаче суппорта и резцовых салазок с соответствующим поворотом. Коробка передач отличается высокой жесткостью кинематической цепи, имеет две электромагнитные муфты дистанционного переключения подач без останова станка. Силовые зубчатые колеса кинематической цепи изготовлены из коррозионностойкой стали с закалкой. Максимальные диаметры заготовок, обрабатываемых над станиной — 650 мм, над суппортом — 1400 мм. Максимальная длина заготовки — 12 000 мм при массе 8 т; 24 режима при диапазоне частоты вращения шпинделя 5÷500 мин$^{-1}$; шаги нарезаемых резьб: метрических — 1÷96, дюймовых — 24÷0,25, модульных — 0,5÷24, питчевых — 96÷1; мощность главного привода — 22 кВт; габаритные размеры 15 210 × 2200 × 1880 мм; масса 23,5 т.

Трубонарезной станок РТН46Ф3 с ЧПУ предназначен для нарезания различных цилиндрических и конических трубных резьб и может использоваться как станок с ЧП для обработки тел вращения. Благодаря двойной шлифовке, закалке и старению станина имеет высокую жесткость. Широкие направляющие обеспечивают высокую точность обработки в течение всего срока эксплуатации станка. Закаленные и отшлифованные зубчатые колеса, шпиндель большого диаметра и высокоточные подшипники обеспечивают высокие жесткость и нагрузочную способность. Смазывание станка осуществляется в автоматическом режиме. Тефлоновое покрытие направляющих каретки обеспечивает низкий коэффициент трения и высокую плавность хода на малых подачах. Максимальные диаметры обрабатываемой заготовки: над станиной — 1250 мм, над суппортом — 900 мм. Диаметр цилиндрического отверстия в шпинделе бабки — 465 мм. Минимальные подачи по осям Z и X — 0,001 мм. Габаритные размеры станка 4800 × 6300 × 8300 мм, масса 13 т.

Радиально-сверлильный станок Z3063×20A соответствует требованиям стандарта качества ISO. Станок оснащен гидравлическими приводами для переключения скорости, прижима шпиндельной бабки, рамы и колонны. Переключение направления вращения шпинделя, торможение шпинделя и перевод шпинделя в нейтральное положение осуществляются одним рычагом управления. Станок предназначен для сверления, кольцевого сверления, развертывания, нарезания резьбы и растачивания. Максимальный диаметр рассверливаемого отверстия 63 мм. Максимальное расстояние между торцом шпинделя и рабочей поверхностью стола 1600 мм, минимальное — 400 мм; осевое перемещение шпинделя 400 мм, диапазон частоты вращения шпинделя 20÷1600 мин$^{-1}$. Мощность двигателя главного привода станка 5,5 кВт; габаритные размеры станка 311 × 125 × 344 мм, масса 8 т.

Универсальный токарно-винторезный станок 11165Б предназначен для токарной обработки внутренних и внешних цилиндрических конических поверхностей, обработки торцов и нарезания метрических, дюймовых, модульных и питчевых резьб, может использоваться для прорезки канавок и шпоночных пазов. Боковые стенки станины имеют коробчатую форму с двойными ребрами жесткости, что обеспечивает требуемую жесткость, стабильную точность обработки изделий и возможность силового резания. Фартук станка оснащен механизмом ускоренного перемещения каретки. Торможение и реверс шпинделя осуществляется гидравлической муфтой. Для улучшения скольжения на малых подачах направляющие каретки армированы тефлоновым покрытием. Максимальные диаметры обрабатываемой заготовки: над станиной — 940 мм, над суппортом — 660 мм, в выемке

станины — 1140 мм; максимальная длина обрабатываемой поверхности — 9850 мм. Диапазон частоты вращения шпинделя 6÷800 мин$^{-1}$. Максимальное поперечное перемещение каретки 570 мм. Мощность главного двигателя станка 11 кВт.

Токарный станок CY-K52 с ЧПУ и наклонной станиной предназначен для черновой и чистовой токарной обработки, тонкого и финишного точения, сверления, расточки, чистовой обработки отверстий, нарезания резьбы, фрезерования деталей различной конфигурации. Угол наклона станка 45°. Основные узлы станка изготовлены из высококачественного чугуна. Направляющие станка закалены и отшлифованы. Широкие смотровые окна позволяют наблюдать за процессом обработки. Максимальные диаметры обрабатываемой заготовки: над станиной — 520 мм, над суппортом — 320 мм; диапазон частот вращения шпинделя 30÷3000 мин$^{-1}$; мощность главного двигателя 15 кВт; ЧПУ — Fanuc Oi-mate-TD. Станок оснащен двенадцатипозиционной револьверной головкой, работающей в автоматическом режиме, и кондиционером для охлаждения электрошкафа. Максимальное перемещение суппорта по оси Z составляет 590÷1050 мм, по оси X — 220 мм. Максимальная масса заготовки: в патроне — 200 кг, в центрах — 1000 кг. Габаритные размеры станка 4000 × 2000 × 2300 мм, масса 4,65 т.

Токарный станок CY-K660 с ЧПУ горизонтальной компоновки предназначен для высокопроизводительной черновой и чистовой обработки цилиндрических, ступенчатых, конических и фасонных деталей среднего и крупного размера из чугуна, стали и цветных металлов. Шпиндель станка смонтирован на трех высокоточных подшипниковых опорах. Закаленные зубчатые колеса передней бабки обеспечивают плавную передачу вращения и низкий уровень шума при работе станка. Для перемещения по осям Z и X используются высокоточные шарико-винтовые пары. Широкие тумбы станка в сочетании с трапецеидальным сечением станины обеспечивают возможность силового резания и высокую точность финишной обработки. Независимый привод шпинделя обусловил высокую термостабильность станка. Мощность двигателя главного привода 11 кВт. Широкие смотровые окна позволяют оператору наблюдать за процессом обработки. Станок оснащен функцией Teach-In (обучение). Максимальный диаметр обрабатываемой заготовки: над станиной — 660 мм, над суппортом — 365 мм. Диапазон частоты вращения шпинделя 35÷2000 мин$^{-1}$. Точность позиционирования суппорта: по оси Z — 0,045 мм, по оси X — 0,03 мм. Станок оснащен системой ЧПУ Fanuc Oi-mate-TD. Габаритные размеры 3700 × 2100 × 2200 мм, масса 3,1 т.

ООО "Плазмамаш" (г. Москва)

Аппарат ПУРМ-400-В воздушно-плазменной резки металлов предназначен для разделительной резки металлов и сплавов толщиной до 100 мм. Аппарат оснащен автономной системой жидкостного охлаждения плазмотрона. Наличие двух режимов работы (полной мощности и уменьшенной в 2 раза) позволяет экономить электроэнергию. Напряжение питающей сети 380 В. Максимальные потребляемые мощности соответственно для двух режимов 60 и 30 кВт; расход воздуха 160÷240 л/мин. Габаритные размеры 1020 × 600 × 940 мм; масса 440 кг.

Переносная машина "Грань" предназначена для прямолинейного раскроя листового металлопроката на полосы термической резкой. Машина укомплектована специальной направляющей с обратными планками и поджимными роликами, что гарантирует высокую жесткость конструкции и качество торцевой обрабатываемой поверхности. Скорость перемещения (15÷4800 мм/мин) позволяет использовать газокислородную и плазменную резку металлов. Машина может использоваться в полевых условиях. Толщина разрезаемого листа: при плазменной технологии — 1÷70 мм, при газокислородной — 5÷200 мм. Ширина нарезаемых полос 30÷540 мм. Рабочий ход 2000 мм, два газовых резака, напряжение питающей сети 220 В, потребляемая мощность 0,4 кВт. Габаритные размеры: ходовой части 750 × 320 × 270 мм, шкафа управления 400 × 300 × 220 мм; массы: ходовой части 16 кг, шкафа управления 9 кг.

Консольная машина "Магнит-CNC" с ЧПУ для термической резки металлов используется при раскрое листового металлопроката по заданным чертежам. В состав машины входит блок числового программного управления из жидкокристаллического индикатора на 32 символа (2 строки по 16 символов в каждой) с мембранной клавиатурой на 16 клавиш. Машина имеет продольную направляющую, по которой движется каретка с установленной на ней поперечной траверсой. Предусмотрено использование системы автоматического слежения за расстоянием между резаком и разрезаемым листом, что позволяет осуществлять резку покоробленных листов. Основное назначение машины — фигурная вырезка деталей по заданной программе. Рабочая площадь машины 1000 × 2000 мм, точность воспроизведения контура ±0,35 мм; максимальная подача 3000 мм/мин. Диапазон толщины разрезаемого листа: при газовой технологии — 5÷100 мм, при плазменной — 1÷70 мм.

ОАО "СтанкоГомель"

Вертикальный обрабатывающий центр ГДС-500 предназначен для изготовления корпусных деталей, приспособлений, инструментов, штампов, оснащен шпиндельной бабкой на основе двухступенчатой коробки скоростей и роликовыми направляющими качения. СОЖ подается в зону резания насосом (подача 30 л/мин) под давлением 0,1 МПа. Предусмотрена подача СОЖ через ось шпинделя насосом высокого давления (подача 16÷30 л/мин). Удаление стружки из рабочей зоны осуществляется шнековым конвейером. Обеспечивается перемещение по трем осям X — до 1000 мм, Y — до 540 мм, Z — до 530 мм. Возможна установка делительного устройства типа "четвертая ось" на базе токарного патрона. Максимальная масса заготовки с зажимным приспособлением 1 т. Размеры рабочего стола 1200 × 650 мм. Мощность привода главного движения 11 кВт. Максимальная частота вращения шпинделя 8000 мин$^{-1}$, число одновременно управляемых координат — 4, усилие зажима инструмента 5 кН. Наибольшее усилие подачи по осям X и Y — 6,3 кН, по оси Z — 8 кН. Число инструментов в магазине 30 шт.

Долбежный станок ГД-200-01 предназначен для изготовления шпоночных пазов, шлицов и канавок на фасонных и плоских поверхностях. Рабочий ход долбяка 20÷200 мм. Расстояние от плоскости рабочего стола до нижней поверхности направляющих долбяка 320 мм. Максимальная высота обрабатываемого изделия при обработке наружной поверхности — 300 мм, внутренней — 100 мм. Скорости долбяка под нагрузкой: 15; 66 и 101 двойных ходов в минуту. Перемещения рабочего стола: продольное — 500 мм, поперечное — 400 мм, угол вращения 360°. Мощность главного привода станка 3,6 кВт. Габаритные размеры 1900 × 1270 × 2175 мм; масса 2 т.

Станок СПК 141-А для механической обработки торцов труб предназначен для снятия фасок и зачистки наружной и внутренней поверхности труб, примыкающих к торцу перед автоматической сваркой. Максимальный диаметр обрабатываемых труб 1420 мм при толщине стенки 16÷23 мм. Частота вращения планшайбы 22,4 мин$^{-1}$, подача 0,15 мм/об. Максимальный ход 130 мм. Давление в гидросистеме 10 МПа. Мощности электродвигателей: главного привода — 11 кВт, привода подачи — 0,75 кВт, гидропривода — 3 кВт. Габаритные размеры станка 3520 × 1650 × 2250 мм; масса 5 т.

ООО "Перитон Индастриал" (г. Москва)

Многопозиционный станок HT-10-22D для формовки концов труб. На станке можно устанавливать до четырех формующих штампов и сервопривод позиционирования рабочих станций, работающий в автоматическом режиме. Привод стенда обжатия — гидравлический. Максимальные размеры обрабатываемых труб 19 × 1,4 мм. Скорость обработки на одной головке 3÷4 с. Мощность двигателя 2,8 кВт. Станок рекомендован для трубопроводов топливных и гидравлических систем автомобилей и грузоподъемной техники.

Станок YSM-36T для формовки проволоки и металлической ленты при изготовлении плоских деталей из проволоки (крючки, кронштейны, в том числе с резьбой) и полос, например контактные элементы электроустановочных изделий, хомуты, кронштейны и другие крепежные изделия, различные пружины, зажимы и т. п. Диаметр обрабатываемой проволоки 0,6÷3,2 мм, ширина ленты 30 мм, толщина 0,3÷1,5 мм. Производительность станка до 300 изделий в минуту.

Универсальный гибочный станок YSM CNC-BW100 с ЧПУ предназначен для изготовления сложных пространственных изделий из проволоки в автоматическом режиме. Система ЧПУ оснащена цветным сенсорным экраном и клавиатурой. Графический интерфейс обеспечивает простоту программирования геометрии изготовляемого изделия. Диаметр обрабатываемой проволоки 2,5÷10 мм, максимальная подача 40 м/мин. Максимальные угол: гибки − 270°, оси вращения — 210°. Габаритные размеры станка 5100 × 2600 × 1930 мм.

Автоматическая отрезная линия Pedrazzoli SB350AP для резки труб из любых материалов под углом от 60° влево и до 45° вправо предназначена также для быстрого нарезания заготовки на одинаковые элементы. Подачи с шагом до 600 мм. Максимальный раствор тисков подающего механизма 160 мм. Предусмотрены программируемый счетчик деталей и устройство для регулирования скорости, подачи и реверса. Для влажной резки имеется система охлаждения СОЖ со съемным насосом и устройство быстрой замены дискового полотна. Установлена подвижная консоль, поддерживающая обрабатываемую заготовку. Максимальный диаметр обрабатываемой трубы 115 мм. Частота вращения регулируемого пильного диска 15÷90 мин$^{-1}$, диаметр полотна 350 мм. Масса линии без загрузчика 420 кг.

Компания "Вебер Комеханикс" (г. Москва)

Токарный автомат SW-42 продольного точения для массового и крупносерийного производства деталей из прутка. Расположение поддерживающей втулки (цанги) вблизи зоны резания обеспечивает возможность обработки детали с очень большой разницей длины и диаметра. Автомат предназначен для обработки заготовок в виде прутка с допуском на диаметр 0,1 мм и кривизной не более 0,5 мм/м. Обеспечивается высокая производительность при низкой стоимости обработки. Имеется устройство подачи прутковой заготовки магазинного типа. Настройка на другой диаметр выполняется за несколько минут. Возможна подача круглого, квадратного и шестигранного прутков. Автомат оснащен автооператором выгрузки готовых изделий, возможна их транспортировка манипуляторами. Имеется устройство Renishaw HPMA для предварительной настройки инструмента. Максимальный диаметр обрабатываемого прутка 42 мм; длина точения до 110 мм; максимальная частота вращения шпинделя автомата 6000 мин$^{-1}$; мощность двигателя 7,5 кВт; точность позиционирования автомата ±5 мкм; масса 3,3 т.

Пятикоординатный вертикальный обрабатывающий центр DMX-320 для многокоординатной обработки сложных деталей с одной установки, в том числе одновременно по четырем из пяти и по пяти из пяти осей. Возможность многокоординатной обработки позволяет сократить время переустановки и существенно повысить точность взаимного расположения поверхностей деталей. Станок предназначен для производства сложных деталей общего машиностроения. Диаметр рабочего стола 320 мм; перемещения по осям: X — 600 мм, Y — 550 мм, Z — 500 мм; максимальный диаметр заготовки 380 мм, масса заготовки 100 кг. Частота вращения шпинделя 10 000 мин$^{-1}$; мощность привода 11 кВт. Инструментальный магазин вмещает 24 инструмента. Масса станка 7 т.

Высокоточный пружиннонавивочный станок HCA-160T для изготовления пружин сжатия различных конфигураций с переменным или постоянным шагом, а также пружин различных форм — цилиндрических, конических и бочкообразных. Высокая производительность, быстрая переналадка и высокая надежность обусловлены отсутствием кулачкового механизма, т. е. каждый подвижной элемент имеет собственный программируемый привод, что значительно повышает надежность всей системы и позволяет перенастраивать станок на другие изделия в течение нескольких секунд. Станок оснащен системой ЧПУ — управляемых координат (сервопривод подачи, сервопривод верхней и нижней гильотин, сервопривод верхней и нижней навивочных направляющих, сервопривод шага спирали), может выполнять резку проволоки различными методами: вертикальным ходом гильотины, орбитальным и торсиальным методами. Прочная станина обеспечивает стабильность и надежность каждого узла станка. Диаметр обрабатываемой проволоки 8÷16 мм при максимальной подаче 30 м/мин. Максимальный внешний диаметр изготовляемых пружин 250 мм; габаритные размеры станка 4500 × 2280 × 2500 мм; масса 16 т.

Подвесные промышленные клещи C-CUN28 предназначены для ряда задач промышленного производства, в том числе используются при точечной сварке конструкций из стального листа и прутков; сварки ответственных соединений с затрудненным доступом; монтажных и ремонтных работах. Клещи оснащены контроллером управления сварочным циклом, смонтированным в отдельном шкафу; карданным подвесом с балансиром; встроенным водоохлаждаемым сварочным трансформатором; сменной оснасткой. Питающее напряжение до 400 В, максимальная сила сварочного тока 16,8 кА; масса клещей (с кабелем, шлангами, гироскопическим подвесом и хоботами с минимальным вылетом) 58 кг. Клещи используют при сварке листов из низкоуглеродистой стали толщиной 0,5÷3,5 мм, коррозионностойкой стали толщиной 0,5÷3,0 мм, алюминиевых сплавов толщиной 0,5÷1,0 мм.

Стыковая контактная машина BAS-210 для сварки оплавлением ленточных пил и ножей применяется при производстве сварных ленточных пил по дереву, биметаллических и коррозионностойких ленточных пил по металлу, ленточных ножей по текстилю, коже, поролону и т. п. Качество сварки и отжига контролируются. Машина оснащена гильотиной, зачистным устройством, инфракрасным спектральным пирометром для бесконтактного измерения и отображения установленной вручную температуры, тиристорной системой отжига, системой контроля за сварочным процессом, центрирующим упором для позиционирования свариваемых пил, пневматическим прижимным устройством. Максимальная ширина полотна машины 210 мм; размеры: ленточной пилы по металлу — 105 × 1,65 мм; ленточной пилы из коррозионностойкой стали — 80 × 0,6 мм; ленточного ножа — 120 × 1,3 мм. Максимальное поперечное сечение свариваемых изделий 360 мм^2. Система прижима обрабатываемого изделия — гидравлическая педаль. Мощность машины 70 кВт, масса 620 кг.

Член.-корр. Академии проблем качества
А. Н. Иванов