ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

2

2007

Орган информации

МИНИСТЕРСТВА ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ЭНЕРГЕТИКИ РФ

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Алексейчук Г.П., Алешин Н.П., Братухин А.Г., Воронцов А.Л., Гусейнов А.Г., Дмитриев А.М. (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.**, **Древаль А.Е.** (председатель секции технологии машиностроения), **Дроздов Ю.Н.** (председатель секции конструирования и расчета машин), **Кутин А.А., Логунов А.В., Омельченко И.Н.** (председатель секции организации и экономики производства), **Пименов А.Ф., Попов Д.Н., Салтыков М.А., Трегубов Г.П., Цыганкова И.А.** (ответственный секретарь)

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)

Ордена Трудового Красного Знамени ОАО «Издательство "Машиностроение"» 107076, Москва, Стромынский пер., 4

Адрес редакции:

129626, Москва, проспект Мира, д. 106, а/я 78.
Телефоны: (495) 687-63-37, (495) 682-77-11
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 Подольской типографии, филиале ОАО "ЧПК", 142110, г. Подольск, ул. Кирова, 15

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Пылаев Б. В. — Эффективность применения нефрикционных высокомоментных вариаторов . . . 3
Александров И. К. — ДВС и адаптивная трансмиссия . . . 8
Дорохов А. Ф., Каргин С. А., Исаев А. П. — Анализ показателей рабочего цикла, полученных расчетным и экспериментальным путем, при различных способах организации рабочего процесса в ДВС . . . 11
Дружинин А. М. — Определение высоты "нормальных" компрессионных колец . . . 17
Подгаевский О. Л. — Определение кривизны поверхностей зубьев гипоидной плоскоцилиндрической передачи . . . 20
Игнатищев Р. М., Машин Ю. В. — Эвольвентные цилиндрические передачи. Оценка ожидаемого времени наработки до появления питтинга . . . 27
Поляков Б. Н. — Методика оценки срока службы деталей с использованием теорий случайных величин и случайных процессов и ее применение . . . 28
Керимова Л. С. — Прогнозирование ремонто- и монтажепригодности нефтепромыслового оборудования на стадии проектирования . . . 35
Красильников А. Я., Муравьев К. Ю. — Раздельное оформление конструкторских документов при трехмерном проектировании . . . 37
Исмаилов Ш. К., Смирнов В. П., Худоногов А. М. — Многомерная система контроля и регулирования температуры предельно нагруженного оборудования электровозов . . . 41
Тромпет Г. М., Красильников А. Я. — Анализ динамических характеристик виброконтактной системы управляющего контроля . . . 45

Цикл статей
"Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"

Надеин В. А., Дроздов Ю. Н., Пучков В. Н., Пучков М. В. — Характеристика маятниковых подшипников скольжения — сейсмоизоляторов . . . 47
Лернер Ю. Н. — Об особенностях трения благородных металлов и их сплавов . . . 54

Металлургическое оборудование и прокатное производство

Семенов М. В., Точилкин В. В. — Устройства для рафинирования стали в пятиручьевом промежуточном ковше МНЛЗ . . . 56

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Базров Б. М., Насиров Э. З. — Повышение эффективности станков на основе модульной технологии . . . 58
Атапин В. Г. — Оценка параметров несущих конструкций тяжелого многоцелевого станка на этапе проектирования . . . 61
Минаков А. П., Ящук О. В. — Совершенствование теоретического обеспечения технологических основ упрочняющей пневмоцентробежной обработки внутренних поверхностей вращения . . . 65

Обработка материалов без снятия стружки

Бровман Т. В. — Получение неразъемных соединений методами пластической деформации . . . 68
Воронцов А. Л. — Напряженное состояние полой цилиндрической заготовки при дорновании отверстия . . . 72
Воронцов А. Л. — Расчеты вытяжки полых цилиндрических изделий с утонением стенки . . . 78

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Клячко Л. М., Степанов А. Е., Корнеев В. Т. — Развитие инновационной деятельности в судостроительной промышленности . . . 87

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Виноградова Г. Л., Рассадин Ю. А. — Повышение качества проектирования литейных изделий (на примере поршня) . . . 92
Иванов А. Н. — Салон "Смазочные материалы-2006" . . . 93
Потапова Г. С. — Обозрение зарубежных изданий . . . 94
Вниманию читателей . . . 55, 57

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Pylayev B.V. — Non-friction high-moment variable-speed drive usage efficiency
Alexandrov I.K. — Internal combustion engine and adaptive transmission
Dorokhov A.F., Kargin S.A., Isayev A.P. — Working cycle calculated and experimental values analysis at different modes of the internal combustion engine operation process arrangement
Druzhinin A.M. — “Normal” compression rings depth determination
Podgayevsky O.L. — Hypoid plane-cylindrical gearing teeth surface curvature determination
Ignatischev R.M., Mashin Yu.V. — Involute gearing. Expected operating-time-to-pitting estimation
Polyakov B.N. — Components service life estimation procedure using theory of random variates and of random processes and its application
Kerimova L.S. — Oil field equipment maintainability and insertability prediction at the design stage
Krasilnikov A.Ya., Muraviov K.Yu. — Separate design-document execution at 3D design
Ismailov Sh.K., Smirnov V.P., Khudonogov A.M. — Temperature multivariate control and regulating system for extremely loaded equipment of electric locomotive
Trompet G.M., Krasilnikov A.Ya. — Dynamic performance study of the vibrating-contact system of the operating check

Series of articles
“Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication”

Nadein V.A., Drozdov Yu.N., Puchkov V.N., Puchkov M.V. — Characteristics of plain pendular bearings – seismic insulators
Lerner Yu.N. — On specific properties of noble metals and their alloys

Metallurgical equipment and rolling

Semionov M.V., Tochilkin V.V. — Pentstrand intermediate ladle steel-refining plant

MANUFACTURING TECHNOLOGY

Bazrov B.M., Nasirov E.Z. — Enhancement of the machine tool efficiency on the base of module technology
Atapin V.G. — Heavy machining centre load-carrying structure variables estimation at design stage
Minakov A.P., Yaschuk O.V. — Theoretical support development for the process bases of strengthening pneumatic-centrifugal treatment of the internal surfaces of revolution

Chipless materials working

Brovman T.B. — Permanent joint production by the plastic deformation method
Vorontsov A.L. — Tubular billet stressed state at mandrelling an opening
Vorontsov A.L. — Drawing out calculation of the hollow cylindrical necked products

PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

Klyachko L.M., Stepanov A.Ye., Korneyev V.T. — Innovative activity development in the shipbuilding industry

TECHNICAL INFORMATION

Vinogradova G.L., Rassadin Yu.A. — Upgrading of the foundry products designing (considering a piston as an example)
Ivanov A.N. — The “Lubricants’2006” Salon
Potapova G.S. — Review of foreign journals

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*
Технический редактор *И. С. Павлова*
Корректор *Т. В. Арбузова*

Сдано в набор 02.11.2006. Подписано в печать 16.01.2007.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 14,15. Заказ 108.

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.

© ОАО "Издательство "Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2007

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.83.062.1.004.17

Б. В. ПЫЛАЕВ, канд. техн. наук (МГАУ им. В. П. Горячкина)

Эффективность применения нефрикционных высокомоментных вариаторов

В статье дан анализ применения нефрикционных высокомоментных вариаторов (ВМВ) [1—5] в машинных агрегатах (МА) (рис. 1) с двигателями внутреннего сгорания (ДВС), рассмотрены две характеристики эффективности: максимальная (установочная) мощность двигателя и топливная экономичность. Методика определения этих характеристик изложена в работах автора [6, 7], в которых дан анализ эффективности компрессорно-поршневого двигателя.

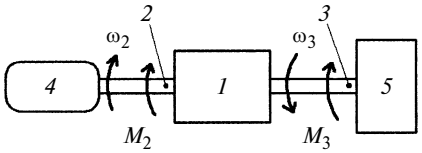


Рис. 1. Схема мобильной машины:
1 — кинематико-динамический преобразователь (КДП); *2* и *3* — входной и выходной валы КДП; *4* — ДВС; *5* — потребитель

Максимальная мощность N_{max} двигателя — важная характеристика, определяющая эксплуатационные параметры любой машины, ее массу, габаритные размеры и стоимость. Двигатель связан с потребителем механической энергии посредством кинематико-динамического преобразователя (КДП), который преобразует момент двигателя $M_{дв} = M_2$ (угловая скорость вала $\omega_{дв} = \omega_2$) в рабочий момент $M_3 = M$, вращающий вал потребителя со скоростью $\omega_3 = \omega$ (см. рис. 1). Очевидно, что КДП оказывает влияние на N_{max}.

Дадим для ДВС сравнительную оценку N_{max} при работе в динамическом режиме с "двигателем постоянной мощности" (ДПМ). В качестве критерия оценки максимальной мощности ДВС введем *мощностной показатель эффективности*

$$K_N = N_{max}/N^*, \qquad (1)$$

т. е. отношение максимальной мощности ДВС к мощности N^* ДПМ, совершающих одинаковую работу A_K за одинаковое время t_K.

В общем виде эта задача, на наш взгляд, решения не имеет из-за бесконечного числа динамических режимов. Поэтому рассмотрим частный случай раскручивания маховика моментом инерции J из неподвижного состояния до угловой скорости ω_K за время t_K (на рис. 1 потребитель *5* — маховик). Окончание раскрутки соответствует угловой скорости коленчатого вала ДВС, при которой мощность двигателя максимальна (рис. 2), следовательно, мощность,

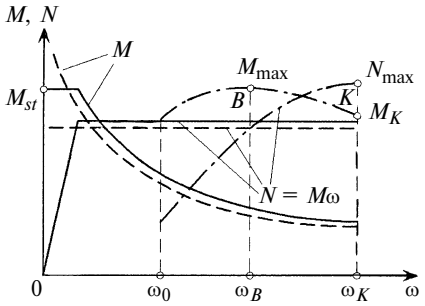


Рис. 2. Скоростные характеристики ВМВ (сплошные линии), ДПМ (штриховые), ДВС (штрихпунктирные):
M_{st} — стоповый момент

соответствующая моменту M_K на маховике в конце раскрутки,

$$N_{max} = M_K\omega_K. \qquad (2)$$

Работа, затраченная на раскрутку, и средняя мощность составят соответственно:

$$A_K = 0{,}5J\omega_K^2, \qquad (3)$$

$$N_{ср} = A_K/t_K = 0{,}5J\omega_K^2/t_K = N^*. \qquad (4)$$

Средняя мощность равна мощности $N^* = \text{const}$, необходимой ДПМ для совершения аналогичной работы по раскрутке маховика за время t_K. Момент на маховике в конце раскрутки ДПМ

$$M_K^* = N^*/\omega_K = 0{,}5J\omega_K/t_K. \qquad (5)$$

Используя равенство (1), оценим мощности ДВС при раскрутке одинакового маховика в МА: а) посредством фрикционной муфты (ФМ); б) посредством ВМВ.

Введем относительную угловую скорость $\Omega = \omega/\omega_K$, в нашем случае изменяющуюся от 0 до 1.

Используя формулу (5), запишем момент на маховике ДПМ в виде (рис. 3):

$$M^* = N^*/\omega = M_K^*/\Omega. \qquad (6)$$

Из второго закона Ньютона имеем:

$$M(\Omega) = J(d\omega/dt) = N(\Omega)/(\Omega\omega_K), \qquad (7)$$

где $N(\Omega) = M(\Omega)\omega = M(\Omega)\Omega\omega_K$ — мощность ДВС, идущая на раскручивание маховика.

Представим скоростную характеристику в виде $M(\Omega) = M_K f(\Omega)$, где $f(\Omega)$ — безразмерная функция ДВС, зависящая от его скоростной внешней характеристики $M_{дв} = M_{дв}(\omega_{дв})$ и характера передачи момента маховику от двигателя посредством КДП (см. рис. 2).

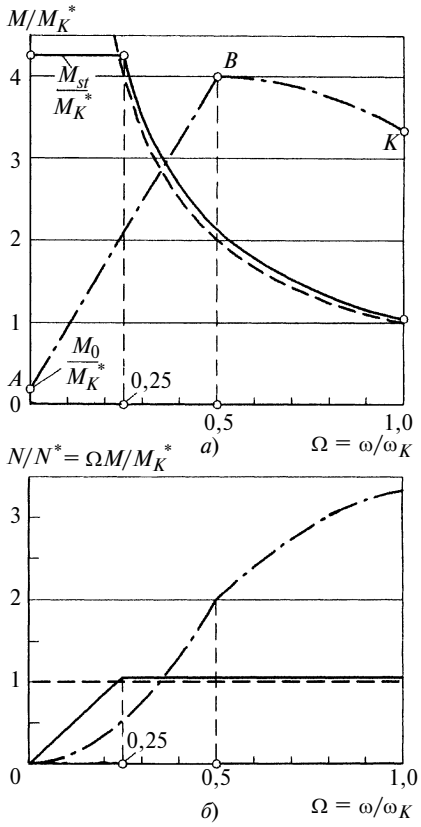


Рис. 3. Скоростные характеристики ДВС + ВМВ (сплошные линии), ДПМ (штриховые), ДВС + ФМ (штрих-пунктирные)

Из формулы (7) имеем: $dt = J\omega_K d\Omega/M(\Omega) = J\omega_K d\Omega/[M_K f(\Omega)]$, и выражение (3) запишем, используя формулу (4), так:

$$A_K = 0{,}5J\omega_K^2 = \int_0^{t_K} N dt = N_{\text{ср}} \int_0^{t_K} dt = N^* J\omega_K S/M_K,$$

где
$$S = \int_0^1 d\Omega/f(\Omega). \qquad (8)$$

Отсюда $N_{\text{ср}} = N^* = 0{,}5\omega_K M_K/S$, и с учетом выражений (2) и (6) показатель эффективности $K_N = N_{\max}/N^* = M_K/M_K^* = 2S$.

Рассмотрим соединение ДВС с маховиком посредством ФМ (случай "а"). Скоростную характеристику $M = M(\Omega)$ представим двумя участками: прямой AB и параболой BK (см. рис. 3, *а*) и запишем ее аналитически в виде:

$$M = \begin{cases} M_K[2\Omega(k - k_0) + k_0] = \\ = M_K[2{,}3\Omega + 0{,}05], \\ 0 \leqslant \Omega \leqslant 0{,}5; \\ M_K[4\Omega^2(1 - k) + \\ + 4\Omega(k - 1) + 1] = \\ = M_K[-0{,}8\Omega^2 + 0{,}8\Omega + 1], \\ 0{,}5 \leqslant \Omega \leqslant 1, \end{cases}$$

где $M_K = M(1)$; $k = M_{\max}/M_K = 1{,}2$ — средний коэффициент приспособляемости ДВС; $k_0 = M_0/M_K = 0{,}05$.

Такой вид скоростной характеристики выбран из следующих соображений.

В начале процесса (участок AB) при выключенной ФМ вал ДВС предварительно раскручивается, а затем при наличии проскальзывания дисков ФМ момент от двигателя передается маховику, возрастая с увеличением скорости. Участок AB выбран прямолинейным по следующим причинам: экспериментальных данных по этому участку автор не обнаружил, а в исследованиях, касающихся работы ДВС при разгоне, анализируются только скорости, большие $0{,}3\omega_K$.

На участке BK проскальзывания дисков сцепления нет, поэтому скоростная характеристика прямо пропорциональна корректорной ветви внешней скоростной характеристики ДВС, которая хорошо аппроксимируется параболой.

Вычислим

$$S/M_K = \int_0^1 d\Omega/M(\Omega) =$$

$$= \left[\int_0^{0,5} d\Omega/(2{,}3\Omega + 0{,}05) + \right.$$

$$\left. + \int_{0,5}^1 d\Omega/(-0{,}8\Omega^2 + 0{,}8\Omega + 1)\right]/M_K =$$

$$= [\ln(2{,}3 \cdot 0{,}5/0{,}05 + 1)^{1/2,3} + \ln(3{,}2/1{,}6)^{1/2,4}]/M_K =$$

$$= (1{,}38 + 0{,}29)/M_K = 1{,}67/M_K.$$

Отсюда $S = 1{,}67$, и мощностной показатель эффективности

$$K_{N_а} = N_{\max}/N_{\text{ср}} = 2S = 2 \cdot 1{,}67 = 3{,}34,$$

следовательно, мощность ДВС с фрикционной муфтой более чем в 3 раза превышает мощность ДПМ, выполняющего ту же работу в динамическом режиме.

Рассмотрим соединение ДВС с маховиком посредством ВМВ (случай "б"). Передача вращения маховику от ДВС, работающего по внешней скоростной характеристике, посредством ВМВ может осуществляться разными способами, в зависимости от передаточного отношения вариатора $i = i(\Omega)$. Однако очевидно, что минимальное время t_K раскрутки будет реализовано при использовании максимальной мощности двигателя, т. е. при передаче маховику в процессе его раскрутки мощности

$$N = N_{\max} = M_K\omega_K = M\omega. \qquad (9)$$

ВМВ позволяет сделать это, но только при скоростях $\Omega_0 \leqslant \Omega \leqslant 1$ (см. рис. 3, *б*) из-за ограниченности стопового момента M_{st}, обеспечивающего работу в "стоп-режиме" [5]. Из формулы (9) получаем, что скоростная характеристика имеет вид:

$$M = \begin{cases} M_K/\Omega_0, & 0 \leqslant \Omega \leqslant \Omega_0; \\ M_K/\Omega, & \Omega_0 \leqslant \Omega \leqslant 1. \end{cases}$$

Вычислим

$$S/M_K = \int_0^1 d\Omega/M(\Omega) =$$

$$= \left[\Omega_0 \int_0^{\Omega_0} d\Omega + \int_{\Omega_0}^1 \Omega d\Omega\right]/M_K =$$

$$= 0{,}5(\Omega_0^2 + 1)/M_K.$$

Следовательно, $K_{N_б} = K_{N_б}(\Omega_0) = N_{\max}/N^* = 2S = (\Omega_0^2 + 1)$.

При разных значениях $\Omega_0 = M_K/M_{st}$ имеем варианты:

1) $M_{st} = M_K$, $K_{N_б}(1) = 2$;

2) $M_{st} = kM_K = 1{,}2M_K = M_{\max}$, $K_{N_б}(1{,}2^{-1}) = 1{,}69$;

3) $M_{st} = 2M_K$, $K_{N_б}(2^{-1}) = 1{,}25$;

4) $M_{st} = 4M_K$, $K_{N_б}(4^{-1}) = 1{,}063$;

5) $M_{st} = \infty$, $K_{N_б}(\infty^{-1}) = 1$,

где пятый вариант — ДПМ, а четвертый — близок по эффективности к ДПМ.

Таким образом, теоретически доказано, что установочную мощность ДВС можно уменьшить почти в 3 раза при использовании ВМВ вместо ФМ с коробкой передач, т. е. вариатор позволяет компенсировать плохие тягово-динамические характеристики ДВС.

Экспериментальное доказательство того, что двигатель со скоростной характеристикой, близкой к ДПМ, например паровой, может иметь меньшую мощность, чем ДВС, получено в НАМИ: автомобиль "Добл" с паровым двигателем мощностью 100 л. с. имел такую же приемистость, как и лимузин ЗИЛ-117 аналогичной массы, но с ДВС мощностью 300 л. с. [8].

Топливная экономичность ДВС с ВМВ. Дадим оценку топливной экономичности (ТЭ) ДВС с различными КДП и двухвального газотурбинного двигателя (ГТД), а также ДВС с ВМВ для динамического и статического (при установившейся нагрузке) режимов.

Характеристик ТЭ двигателей достаточно много, но нет универсальной. Наиболее приемлемой, на наш взгляд, характеристикой ТЭ является КПД машинного агрегата:

$$\eta_{маш} = A_{маш}/(G_т H_и),$$

где $A_{маш}$ — полезная работа машины (например, для тракторов $A_{маш}$ — работа на крюке, рассчитанная за промежуток времени, соответствующий определенному характеру технологической операции); $G_т$ — масса использованного топлива в кг; $H_и$ — низшая теплота сгорания топлива (у бензина $H_и$ = 44 МДж/кг, у дизельного топлива — 42,5 МДж/кг).

Характеристика $\eta_{маш}$ не учитывает время совершения работы машиной, но использование других характеристик, как правило, возможно при наличии результатов натурных испытаний и достаточно сложно при сопоставлении ТЭ различных двигателей и используемых КДП.

В нашем случае будем полагать, что $A_{маш}$ — работа на выходном валу КДП.

КПД машинного агрегата определяли при работе ДВС (карбюраторного и дизельного) с использованием следующих КДП: фрикционной муфты (ФМ) сцепления с коробкой передач; гидротрансформатора (ГТ) с коробкой передач; электропередачи (ЭП) с редуктором; ВМВ. Вычисленные значения $\eta_{маш}$ представлены в таблице.

КДП	Динамический режим		Статический режим			
	Ω = var		Ω = 0,5		Ω = 1	
	$\eta_{маш}$	$Э_{топ}$	$\eta_{маш}$	$Э_{топ}$	$\eta_{маш}$	$Э_{топ}$
	Карбюраторный ДВС					
Фрикционная муфта	0,12	0,45	0,21	0,05	0,25	−0,14
Гидротрансформатор	0,12	0,45	0,14	0,36	0,22	0
Электропередача	0,17	0,23	0,16	0,27	0,23	−0,05
$ВМВ_д$	0,22	—	0,22	—	0,22	—
	Дизельный ДВС					
Фрикционная муфта	0,16	0,48	0,30	0,03	0,36	−0,16
Гидротрансформатор	0,17	0,45	0,20	0,35	0,31	0
Электропередача	0,25	0,19	0,24	0,23	0,32	−0,03
$ВМВ_д$	0,31	—	0,31	—	0,31	—
	Двухвальный ГТД					
Редуктор	0,16	0,27* 0,48**	0,17	0,23* 0,45**	0,23	−0,05 0,26**

* — ВМВ с карбюраторным и дизельным ДВС.
** — ВМВ с дизельным ДВС.

Динамический режим. Для динамического режима используем расчетную схему, представленную на рис. 1, где потребитель *5* — маховик, т. е. ДВС посредством КДП раскручивает маховик моментом инерции J из неподвижного состояния до угловой скорости ω_K за время t_K. Окончание раскрутки соответствует скорости коленчатого вала ДВС, при которой индикаторный КПД двигателя максимален.

Из равенства энергии использованного топлива и механической работы имеем:

$$G_т H_и \eta_м = \int_0^{\varphi_к} M d\varphi/(\eta_i \eta_{КДП}), \quad (10)$$

где φ и $\varphi_к$ — текущий и конечный углы поворота маховика; $\eta_м$ = 0,78 — средний механический КПД двигателя; $\eta_i = \eta_i(\varphi)$ — индикаторный КПД двигателя; $\eta_{КДП} = \eta_{КДП}(\varphi)$ — КПД кинематико-динамического преобразователя.

Обозначив текущие относительные время и скорость как $T = t/t_к$ и $\Omega = \omega/\omega_к$ (в нашем случае они изменяются от 0 до 1), из второго закона Ньютона получим:

$$J d\omega/dt = J(\omega_к/t_к)\, d\Omega/dT = M(\Omega).$$

Выразив отсюда dT, получим:

$$d\varphi = \omega dt = \omega_к t_к \Omega dT = J\omega_к^2 \Omega d\Omega/M. \quad (11)$$

Используя выражения (10) и (11), введем обозначение приведенного расхода топлива

$$G_т^* = G_т H_и \eta_м/(J\omega_к^2) = \int_0^1 \Omega d\Omega/(\eta_i \eta_{КДП}). \quad (12)$$

Величина $G_т^*$ безразмерная и зависит от функций $\eta_i(\Omega)$ и $\eta_{КДП}(\Omega)$, т. е. типов двигателя и КДП.

При раскрутке маховика полная работа $A_{маш} = 0{,}5 J\omega_к^2$, следовательно, из выражения (12) имеем:

$$\eta_{маш} = A_{маш}/(G_т H_и) = 0{,}5\eta_м/G_т^* = 0{,}5 \cdot 0{,}78/G_т^* = 0{,}39/G_т^*. \quad (13)$$

Топливовоздушная смесь в ДВС сжигается взрывообразно, и, следовательно, оптимальный состав смеси и скоростной режим работы двигателя существенно влияют на индикаторный КПД η_i. Последний достигает высоких значений только при близких к номинальной скоростях ДВС при работе на внешней скоростной характеристике, уменьшаясь на малых скоростях и частичных режимах в 2 раза и более. Полагаем для ДВС (рис. 4):

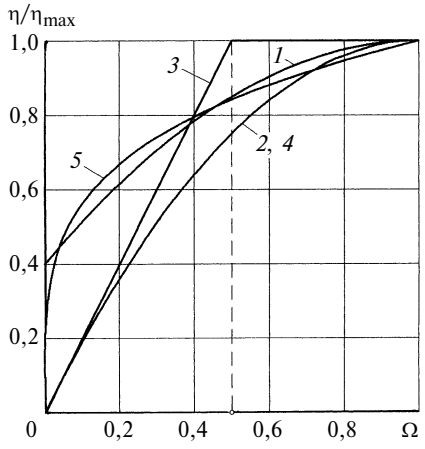


Рис. 4. Индикаторные КПД ДВС (*1*), ГТД (*2*) и КПД фрикционной муфты (*3*) гидротрансформатора (*4*), электропередачи (*5*)

$$\eta_i = \eta_{i\,\max} \times$$
$$\times (-0{,}6\Omega^2 + 1{,}2\Omega + 0{,}4), \qquad (14)$$

где $\eta_{i\,\max} = 0{,}33$ и $0{,}47$ — усредненные значения максимальных индикаторных КПД соответственно для карбюраторных и дизельных ДВС.

Работу ДВС на регуляторной ветви скоростной характеристики дизеля рассматривать не будем. Рассмотрим работу ДВС с перечисленными выше КДП.

1. *Фрикционная муфта сцепления.* КПД для фрикционной муфты сцепления с коробкой передач полагаем (см. рис. 4):

$$\eta_{\text{КДП}} = \eta_{\text{ФМ}} =$$
$$= \begin{cases} \eta_{\text{ФМ}\max} 2\Omega, & 0 \leqslant \Omega \leqslant 0{,}5; \\ \eta_{\text{ФМ}\max}, & 0{,}5 < \Omega \leqslant 1, \end{cases}$$

т. е. при скоростях $\Omega > 0{,}5$ имеем жесткое сцепление вала с маховиком, а при меньших скоростях — проскальзывание дисков сцепления (см. рис. 3). Учитывая потери в коробке передач, принимаем $\eta_{\text{ФМ}\max} = 0{,}97$. Тогда

$$G_{\text{т}}^* = (\eta_{i\,\max}\eta_{\text{ФМ}\max})^{-1} \times$$
$$\times \left[0{,}5 \int_0^{0{,}5} d\Omega/(-0{,}6\Omega^2 + 1{,}2\Omega + 0{,}4) + \right.$$
$$\left. + \int_{0{,}5}^{1} \Omega d\Omega/(-0{,}6\Omega^2 + 1{,}2\Omega + 0{,}4)\right] =$$
$$= (0{,}403 + 0{,}680)/(\eta_{i\,\max}0{,}97) =$$
$$= 1{,}116/\eta_{i\,\max}.$$

Имеем:

для карбюраторного ДВС

$$\eta_{\text{маш}} = 0{,}39/G_{\text{т}}^* = 0{,}39\eta_{i\,\max}/1{,}116 =$$
$$= 0{,}39 \cdot 0{,}33/1{,}116 = 0{,}12;$$

для дизельного ДВС

$$\eta_{\text{маш}} = 0{,}39/G_{\text{т}}^* = 0{,}39\eta_{i\,\max}/1{,}116 =$$
$$= 0{,}39 \cdot 0{,}47/1{,}116 = 0{,}16.$$

2. *Гидротрансформатор.* КПД гидротрансформатора $\eta_{\text{ГТ}}$ существенно зависит от скорости турбины (в нашем случае от скорости Ω маховика). В случае принудительной остановки турбины под нагрузкой $\eta_{\text{ГТ}} = 0$, а максимальное значение КПД достигается при номинальных скоростях ДВС и составляет 0,84÷0,9, среднее значение 0,87. С учетом потерь в коробке передач принимаем $\eta_{\text{ГТ}\max} = 0{,}87 \cdot 0{,}97 = 0{,}84$. Достаточно близкой к действительной следует считать функцию (см. рис. 4)

$$\eta_{\text{КДП}} = \eta_{\text{ГТ}} = \eta_{\text{ГТ}\max}\Omega(2 - \Omega).$$

Считаем, что ДВС раскручивает насосную турбину, работая по внешней характеристике, в этом случае

$$G_{\text{т}}^* = (\eta_{i\,\max}\eta_{\text{ГТ}\max})^{-1} \int_0^1 [(-0{,}6\Omega^2 +$$
$$+ 1{,}2\Omega + 0{,}4)(2 - \Omega)]^{-1} d\Omega =$$
$$= 0{,}881/(\eta_{i\,\max}0{,}84) = 1{,}049/\eta_{i\,\max}.$$

Имеем:

для карбюраторного ДВС

$$\eta_{\text{маш}} = 0{,}39/G_{\text{т}}^* = 0{,}39\eta_{i\,\max}/1{,}049 =$$
$$= 0{,}39 \cdot 0{,}33/1{,}049 = 0{,}12;$$

для дизельного ДВС

$$\eta_{\text{маш}} = 0{,}39/G_{\text{т}}^* = 0{,}39\eta_{i\,\max}/1{,}083 =$$
$$= 0{,}39 \cdot 0{,}47/1{,}013 = 0{,}18.$$

3. *Электропередача.* Данная передача состоит из соединенного с ДВС электрогенератора и тягового электромотора с редуктором. КПД электропередачи достаточно хорошо описывается соотношение (см. рис. 4): $\eta_{\text{КДП}} = \eta_{\text{ЭП}} = \eta_{\text{ЭП}\max}\Omega^{1/4}$.

Приняв максимальный КПД электромашины равным 0,95, имеем максимальный КПД электропередачи (генератор и электромотор) $\eta_{\text{ЭП}\max} = 0{,}95^2 = 0{,}90$.

Считаем, что ДВС раскручивает ротор генератора, работая по внешней характеристике, в этом случае

$$G_{\text{т}}^* = (\eta_{i\,\max}\eta_{\text{ЭП}\max})^{-1} \times$$
$$\times \int_0^1 \Omega^{3/4} d\Omega/(-0{,}6\Omega^2 + 1{,}2\Omega + 0{,}4) =$$
$$= 0{,}664/(\eta_{i\,\max}0{,}90) = 0{,}738/\eta_{i\,\max}$$

(интеграл вычислялся численно).

Имеем:

для карбюраторного ДВС

$$\eta_{\text{маш}} = 0{,}39/G_{\text{т}}^* = 0{,}39\eta_{i\,\max}/0{,}738 =$$
$$= 0{,}39 \cdot 0{,}33/0{,}738 = 0{,}17;$$

для дизельного ДВС

$$\eta_{\text{маш}} = 0{,}39/G_{\text{т}}^* = 0{,}39\eta_{i\,\max}/0{,}738 =$$
$$= 0{,}39 \cdot 0{,}47/0{,}738 = 0{,}25.$$

4. *ВМВ.* У вариатора КПД следует представить как

$$\eta_{\text{КДП}} = \eta_{\text{ВМВ}} = \eta_{\text{з.п}}\eta_{\text{о.м}} =$$
$$= 0{,}88 \cdot 0{,}97 = 0{,}85,$$

где $\eta_{\text{з.п}} = 0{,}98^6 = 0{,}88$ — КПД зубчатых пар (шесть пар, работающих при полном обороте входного вала); $\eta_{\text{о.м}} = 0{,}97$ — КПД обгонных муфт усовершенствованной конструкции.

Считаем, что ДВС работает в номинальном режиме. Так как ВМВ позволяет загружать двигатель при любых скоростях потребителя, то

$$G_{\text{т}}^* = (\eta_{i\,\max}\eta_{\text{ВМВ}})^{-1} \int_0^1 \Omega d\Omega =$$
$$= 0{,}5/(\eta_{i\,\max}0{,}85) = 0{,}588/\eta_{i\,\max}.$$

Имеем:

для карбюраторного ДВС

$$\eta_{\text{маш}} = 0{,}39/G_{\text{т}}^* = 0{,}39\eta_{i\,\max}/0{,}588 =$$
$$= 0{,}39 \cdot 0{,}33/0{,}588 = 0{,}22;$$

для дизельного ДВС

$$\eta_{\text{маш}} = 0{,}39/G_{\text{т}}^* = 0{,}39\eta_{i\,\max}/0{,}588 =$$
$$= 0{,}39 \cdot 0{,}47/0{,}588 = 0{,}31.$$

5. *Газотурбинный двигатель (ГТД).* В двухвальном ГТД при заторможенной турбине и работающем компрессоре имеет место расход топлива, хотя полезная работа не совершается. В этом случае индикаторный КПД $\eta_i = 0$, а максимальное значение достигается при номинальных скоростях вращения турбины и составляет 0,15÷0,35, среднее значение

$\eta_{i\,max} = 0{,}25$. Учитывая характер работы ГТД, полагаем (см. рис. 4): $\eta_i = \eta_{i\,max}\Omega(2-\Omega)$.

Рабочая турбина связана с трансмиссией планетарным редуктором, КПД которого примем равным $\eta_{КДП} = \eta_{ред} = 0{,}9$. Тогда

$$G_т^* = (\eta_{i\,max}\eta_{ред})^{-1}\int_0^1 d\Omega/(2-\Omega) = 0{,}693/(0{,}25\cdot 0{,}9) = 3{,}08.$$

Полагая $\eta_м = 1$, имеем $\eta_{маш} = 0{,}5/G_т^* = 0{,}5/3{,}08 = 0{,}16$.

Статический режим. При работе в статических режимах КПД машинного агрегата

$$\eta_{маш} = \eta_м\,\eta_i(\Omega)\,\eta_{КДП}(\Omega),$$

который будем рассматривать при двух скоростях выходного вала КДП: $\Omega = 0{,}5$ и 1, при которых для ДВС $\eta_i(\Omega) = \eta_{i\,max}(-0{,}6\Omega^2 + 1{,}2\Omega + 0{,}4)\Omega$.

Имеем:

для карбюраторного ДВС

$$\eta_i(0{,}5) = 0{,}33(-0{,}6\cdot 0{,}5^2 + 1{,}2\cdot 0{,}5 + 0{,}4) = 0{,}28,$$

$$\eta_i(1) = 0{,}33;$$

для дизельного ДВС

$$\eta_i(0{,}5) = 0{,}47(-0{,}6\cdot 0{,}5^2 + 1{,}2\cdot 0{,}5 + 0{,}4) = 0{,}40,$$

$$\eta_i(1) = 0{,}47.$$

Рассмотрим работу ДВС с перечисленными выше КДП.

1. *Фрикционная муфта сцепления.* КПД для фрикционной муфты сцепления с коробкой передач $\eta_{КДП} = \eta_{ФМ} = \eta_{ФМ\,max} = 0{,}97$, следовательно, $\eta_{маш} = \eta_м\eta_i(\Omega)\eta_{КДП}(\Omega) = 0{,}78\eta_i(\Omega)0{,}97 = 0{,}76\eta_i(\Omega)$.

При $\Omega = 0{,}5$ имеем:

для карбюраторного ДВС

$$\eta_{маш}(0{,}5) = 0{,}76\eta_i(0{,}5) = 0{,}76\cdot 0{,}28 = 0{,}21;$$

для дизельного ДВС

$$\eta_{маш}(0{,}5) = 0{,}76\eta_i(0{,}5) = 0{,}76\cdot 0{,}40 = 0{,}30.$$

При $\Omega = 1$ имеем:

для карбюраторного ДВС

$$\eta_{маш}(1) = 0{,}76\eta_i(1) = 0{,}76\cdot 0{,}33 = 0{,}25;$$

для дизельного ДВС

$$\eta_{маш}(1) = 0{,}76\eta_i(1) = 0{,}76\cdot 0{,}47 = 0{,}36.$$

2. *Гидротрансформатор.* КПД для гидротрансформатора с коробкой передач $\eta_{КДП} = \eta_{ГТ} = \eta_{ГТ\,max}\Omega(2-\Omega) = 0{,}84\Omega(2-\Omega)$, следовательно, $\eta_{маш} = \eta_м\eta_i(\Omega)\eta_{КДП}(\Omega) = 0{,}78\eta_i(\Omega)\times 0{,}84\Omega(2-\Omega) = 0{,}66\eta_i(\Omega)\Omega(2-\Omega)$.

При $\Omega = 0{,}5$ имеем:

для карбюраторного ДВС

$$\eta_{маш}(0{,}5) = 0{,}66\eta_i(0{,}5)0{,}5(2-0{,}5) = 0{,}66\cdot 0{,}28\cdot 0{,}5(2-0{,}5) = 0{,}14;$$

для дизельного ДВС

$$\eta_{маш}(0{,}5) = 0{,}66\eta_i(0{,}5)0{,}5(2-0{,}5) = 0{,}66\cdot 0{,}40\cdot 0{,}5(2-0{,}5) = 0{,}20.$$

При $\Omega = 1$ имеем:

для карбюраторного ДВС

$$\eta_{маш}(1) = 0{,}66\eta_i(1)1(2-1) = 0{,}66\cdot 0{,}33\cdot 1(2-1) = 0{,}22;$$

для дизельного ДВС

$$\eta_{маш}(1) = 0{,}66\eta_i(1)1(2-1) = 0{,}66\cdot 0{,}47\cdot 1(2-1) = 0{,}31.$$

3. *Электропередача.* Для электропередачи с редуктором $\eta_{КДП} = \eta_{ЭП} = \eta_{ЭП\,max}\Omega^{1/4} = 0{,}90\Omega^{1/4}$, следовательно, $\eta_{маш} = \eta_м\eta_i(\Omega)\eta_{ЭП}(\Omega) = 0{,}78\eta_i(\Omega)0{,}90\Omega^{1/4} = 0{,}70\eta_i(\Omega)\Omega^{1/4}$.

При $\Omega = 0{,}5$ имеем:

для карбюраторного ДВС

$$\eta_{маш}(0{,}5) = 0{,}70\eta_i(0{,}5)0{,}5^{1/4} = 0{,}70\cdot 0{,}28\cdot 0{,}5^{1/4} = 0{,}16;$$

для дизельного ДВС

$$\eta_{маш}(0{,}5) = 0{,}70\eta_i(0{,}5)0{,}5^{1/4} = 0{,}70\cdot 0{,}40\cdot 0{,}5^{1/4} = 0{,}24.$$

При $\Omega = 1$ имеем

для карбюраторного ДВС

$$\eta_{маш}(1) = 0{,}70\eta_i(1) = 0{,}70\cdot 0{,}33 = 0{,}23;$$

для дизельного ДВС

$$\eta_{маш}(1) = 0{,}70\eta_i(1) = 0{,}76\cdot 0{,}47 = 0{,}32.$$

4. *$ВМВ_д$.* Для вариатора с редуктором $\eta_{КДП} = \eta_{ВМВ} = 0{,}85$, а $\eta_i(\Omega) = \eta_{i\,max}$, следовательно, $\eta_{маш} = \eta_м\eta_{i\,max}\eta_{ВМВ} = 0{,}78\eta_i 0{,}85 = 0{,}66\eta_{i\,max}$.

При $\Omega = 0{,}5\div 1$ имеем:

для карбюраторного ДВС

$$\eta_{маш} = 0{,}66\eta_{i\,max} = 0{,}66\cdot 0{,}33 = 0{,}22;$$

для дизельного ДВС

$$\eta_{маш} = 0{,}66\eta_{i\,max} = 0{,}66\cdot 0{,}47 = 0{,}31.$$

5. *Газотурбинный двигатель (ГТД).* Для ГТД $\eta_{КДП} = \eta_{ред} = 0{,}90$, а $\eta_i(\Omega) = 0{,}25\Omega(2-\Omega)$, следовательно, $\eta_{маш} = \eta_{ред}\,\eta_i(\Omega) = \eta_i(\Omega) = 0$, $\eta_{маш} = 90\cdot 0{,}25\Omega(2-\Omega) = 0{,}23\Omega(2-\Omega)$.

При $\Omega = 0{,}5$ имеем: $\eta_{маш} = 0{,}23\cdot 0{,}5(2-0{,}5) = 0{,}17$.

При $\Omega = 1$ имеем: $\eta_{маш} = 0{,}23\cdot 1(2-1) = 0{,}23$.

Для сравнения по топливной эффективности различных машинных агрегатов и ДВС с ВМВ введем относительную топливную экономичность:

$$Э_{топ} = (\eta_v - \eta_{маш})/\eta_v = (G_т - G_{vт})/G_т,$$

где $\eta_v = \eta_{маш}$ для ДВС с $ВМВ_д$, $G_{vт}$ и $G_т$ — масса топлива, затраченного ДВС с ВМВ, и другого МА. Значения $Э_{топ}$ представлены в таблице и на гистограмме (рис. 5).

Теоретический анализ топливной экономичности ДВС с вариатором показал высокую эффективность такого машинного агрегата.

В статье ввиду трудностей аналитического анализа не рассмотрен эффект непрерывности передаваемой посредством ВМВ мощности при изменении передаточного отношения, что также способствует топливной экономичности.

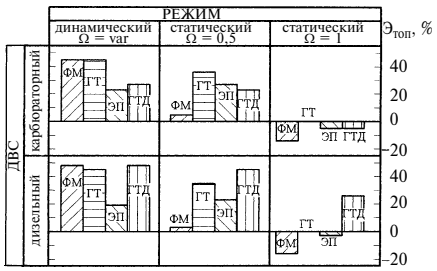


Рис. 5. Относительная топливная экономичность ДВС с ВМВ:
ФМ — ДВС с фрикционной муфтой и коробкой передач;
ГТ — ДВС с гидротрансформатором и коробкой передач;
ЭП — электропередача (ДВС с электрогенератором и мотор-редуктором);
ГТД — двухвальный газотурбинный двигатель; $\Omega = \omega_з/\omega_{з\,max}$

Одним из факторов высокой относительной топливной экономичности при работе двигателя в динамическом режиме $Э_{топ} = 20 \div 45$ % является возможность обеспечивать работу ДВС с вариатором при максимальном индикаторном КПД. Даже самая эффективная в настоящее время электропередача заметно (на ~20 %) уступает ВМВ по топливной экономичности. ГТД обладает лучшими тягово-динамическими характеристиками, чем ДВС, но менее экономичен ДВС с ВМВ.

Из представленного теоретического анализа видим, что ДВС с ВМВ незначительно уступает другим МА только при работе ДВС в экономичном статическом режиме. Это объясняется заметными механическими потерями в ВМВ из-за наличия в нем большого числа зубчатых передач. Но такой режим практически не встречается.

Работа двигателя легкового автомобиля в городе и на трассе существенно отличается по расходу топлива. Как показали эксперименты НАМИ [8], автомобиль ГАЗ-24 (такси) при движении по городу имел расход топлива, более чем в 2 раза превышающий расход при работе двигателя в номинальном режиме. У современных легковых машин отношение масс использованного топлива при работе в городском и внегородском режимах составляет $\approx 1{,}6$, что доказывает неэффективность ДВС без применения вариатора.

Вывод

ДВС с вариатором имеет два регулируемых параметра: плавно изменяемые передаточное отношение вариатора и расход топлива. ВМВ позволяет обеспечивать вручную или с помощью системы автоматического управления различные режимы работы МА, например, экономичный режим, режим минимальной токсичности отработавших газов или режим максимальной мощности. Следует отметить значительное повышение потребительских характеристик МА вследствие применения ВМВ, что дает основание для широкого использования этого механизма.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пат. 2212574 РФ:** МПК^7 F 16 H 29/08: Высокомоментный вариатор.
2. **Пат. 2242654 РФ:** МПК^7 F 16 H 29/08: Высокомоментный вариатор.
3. **Пылаев Б. В.** Высокомоментный вариатор // Вестник машиностроения. 2000. № 9. С. 14—17.
4. **Пылаев Б. В.** Основы динамики высокомоментных вариаторов // Вестник машиностроения. 2004. № 7. С. 16—22.
5. **Пылаев Б. В.** Высокомоментный вариатор нефрикционного типа // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2005. № 9. С. 22—26.
6. **Пылаев Б. В.** Сравнительная оценка максимальной мощности компрессорно-поршневого двигателя // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1999. № 10. С. 18—20.
7. **Пылаев Б. В.** Топливная экономичность компрессорно-поршневого двигателя // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1999. № 8. С. 13—16.
8. **Малинин А.** Теплокар против электромобиля //Техника и наука. 1982. № 1. С. 7.

УДК 629.113.62-235; 621.85

И. К. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук (Вологодский ГТУ)

ДВС и адаптивная трансмиссия

Рассматривается один из способов повышения топливной экономичности ДВС путем применения адаптивных трансмиссий. Предложена схема с управляемым гидротрансформатором и автоматической ступенчатой коробкой передач.

One of the ways to enhance internal combustion engine fuel economical operation by using adaptive transmissions is considered. A regulated hydrodynamic torque converter and automatic fixed-ratio transmission circuit is suggested.

Двигатель внутреннего сгорания (ДВС), созданный в XIX столетии, упорно не желает сдавать свои позиции. Мы дружно ругаем это устройство за низкий КПД и экологический вред, наносимый им окружающей среде, но никак не можем отказаться от его использования на мобильных машинных агрегатах. Однако трудно ожидать достойное ему альтернативное решение в обозримом будущем. Поэтому задача минимизации расхода топлива ДВС продолжает оставаться актуальной проблемой.

Один из существенных недостатков ДВС — слабая приспособляемость к перегрузкам (коэффициент приспособляемости 1,2÷1,4) и, как следствие, низкая способность разгона под нагрузкой ("глохнет" уже при частоте вращения вала, превышающей 150÷160 % номинального значения).

Низкая способность ДВС к восприятию перегрузок вынуждает устанавливать на привод машин двигатели завышенной мощности, а также (что делается чаще) в целях расширения нагрузочного диапазона рабочих органов применять коробки передач, гидродинамические и гидростатические передачи, использовать дизель-генераторные установки и т. п.

В настоящее время ведутся и даже реализуются конструктивные разработки в плане создания ДВС, более устойчивых к изменению внешней нагрузки. Безусловно, эти решения имеют право на жизнь, но следует признать, что технические возможности автоматического управления механической характеристикой ДВС весьма ограничены.

Наибольшая топливная экономичность (а следовательно, и наибольшая экологичность) ДВС достигается лишь в стационарных условиях при работе на внешней скоростной характеристике, т. е. когда обеспечивается близкая к максимальной цикловая подача топлива (для дизелей и инжекторных двигателей) или полное открытие дросселя (для карбюраторных ДВС). Но при эксплуатации любого машинного агрегата или транспортного средства такие условия не реализуются: в системах, передающих механическую энергию от энергоустановки

рабочему органу, ДВС, как правило, работают на неустановившихся режимах и частичных скоростных характеристиках. Очевидно, что никакое, даже очень совершенное, автоматическое регулирование двигателя на неустановившихся режимах не в состоянии обеспечить более экономичное и эффективное функционирование ДВС, чем при его работе в условиях стационарных нагрузок.

Поэтому возникает вполне закономерный вопрос: нельзя ли исключить саму причину появления неустановившихся режимов работы двигателя?

Ответ на этот вопрос в заглавии данной статьи — адаптивная трансмиссия. Задача адаптивной трансмиссии — погасить пики внешней нагрузки, которые непременно возникают на рабочих органах машины, и тем самым исключить пульсацию мощности и скоростного режима двигателя, иными словами, обеспечить условия стационарных нагрузок.

Вопрос об эффективности использования автоматизированных (адаптивных) трансмиссий рассматривался неоднократно [1—3, 5].

Теоретические разработки были апробированы при создании новых и экспериментальном исследовании уже существующих машин различного назначения. Имеется также опыт промышленного внедрения автоматизированных трансмиссий с обратными связями на серийных машинах [2, 3, 5]. Однако до настоящего времени конструкторы транспортных средств и мобильных тяговых агрегатов абсолютно незаслуженно упускали возможность значительно повысить энергетическую эффективность этих устройств путем применения трансмиссий с автоматическим выбором передаточного отношения с учетом изменяющейся нагрузки на рабочем органе.

Одним из преимуществ предложенных адаптивных трансмиссий является то, что они "отслеживают" переменную нагрузку на рабочем органе и автоматически изменяют передаточное отношение таким образом, что нагрузка на двигателе (крутящий момент) остается неизменной на уровне заданной мощности, т. е. ДВС функционирует в режиме стационарной нагрузки.

Достаточно хорошо эта задача решается путем применения электромеханических трансмиссий [1, 5]. Однако их использование ограничено ввиду ряда недостатков: двойное преобразование энергии, большие габаритные размеры и масса. Поэтому не случайно на большинстве транспортных и тяговых устройств с ДВС используются трансмиссии на основе механических, гидродинамических и гидростатических передач.

К настоящему времени проведены серьезные научно-технические разработки по созданию автомобильных и тракторных трансмиссий для обеспечения стабилизации работы ДВС. Это в первую очередь касается гидродинамических, гидрообъемных и бесступенчатых механических передач, т. е. имеется достаточная элементная база для создания высокоэкономичных транспортных средств с адаптивными трансмиссиями.

Основная задача адаптивных трансмиссий — обеспечить работу ДВС не только в режиме стационарных нагрузок, но и заставить его максимально работать на внешней скоростной характеристике (рис. 1).

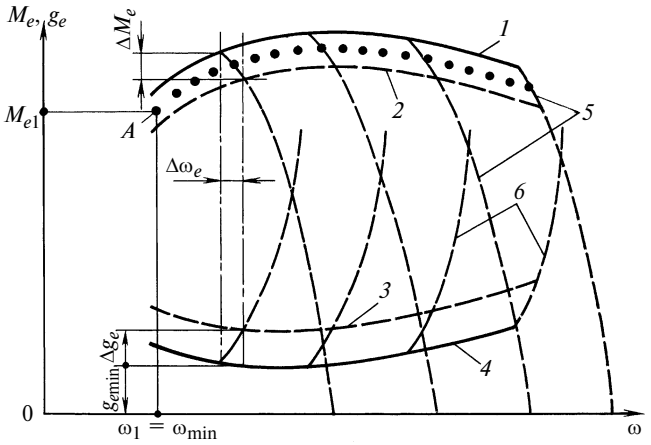


Рис. 1. Характеристики работы дизеля с всережимным регулятором ТНВД:
1 — внешняя характеристика по эффективному моменту $M_e = f(\omega)$; *2* и *3* — соответственно граничные значения эффективного момента и удельного расхода топлива при работе с автоматической системой регулирования; *4* — внешняя характеристика по удельному расходу топлива $g_e = f(\omega)$; *5* — регуляторные ветви характеристик по эффективному моменту; *6* — регуляторные ветви характеристик по удельному расходу топлива; *A* — первая суперпозиция

Как указывалось выше, работа двигателя на внешней скоростной характеристике обеспечивает минимальный удельный расход топлива.

В настоящее время на всех без исключения транспортных средствах и иных машинных агрегатах ДВС работают на частичных скоростных характеристиках, при которых удельный расход топлива колеблется в зависимости от нагрузочного режима от минимального до бесконечно большого (холостой ход ДВС) (см. рис. 1). Таким образом, все эти механизмы позволяют повысить топливную экономичность в несколько раз путем применения адаптивных трансмиссий.

Рассмотрим один из возможных вариантов реализации предлагаемого технического решения применительно к широко используемой на современных машинных агрегатах элементной базе передач, а именно, использование передачи с управляемым гидротрансформатором вкупе с автоматической ступенчатой коробкой передач.

На рис. 2 показан основной фрагмент структурной схемы устройства для реализации запатентованного способа регулирования трансмиссии [4].

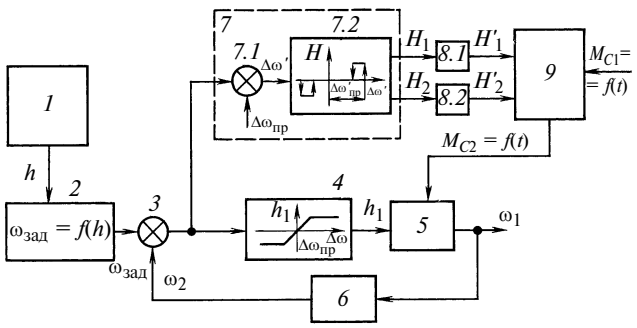


Рис. 2. Фрагмент структурной схемы адаптивной трансмиссии

Устройство содержит: задатчик положения *1* топливоподающего органа (ТО) с выходным сигналом h; преобразователь *2* положения ТО в сигнал задания угловой частоты вращения выходного вала ДВС; сравнивающее устройство *3* с выходным сигналом $\Delta\omega = \omega_{зад} - \omega_2$; преобразователь *4* сигнала задания $\Delta\omega$ в сигнал h_1 управления реактором гидротрансформатора (ГТ) *5*, имеющего датчик *6* частоты вращения вала с выходным сигналом ω_2; релейный элемент *7.1*, сравнивающий значение $\Delta\omega$ с предельно допустимым $\Delta\omega_{пр}$; преобразователь *7.2* сигнала $\Delta\omega' = \Delta\omega - \Delta\omega_{пр}$ в сигнал управления коробкой передач *9*.

Эффективность использования предлагаемой регулируемой трансмиссии иллюстрирует рис. 1, на котором приведены характеристики $M_e = f(\omega)$ и $g_e = f(\omega)$ для дизеля с всережимным регулятором. Благодаря применению адаптивной трансмиссии ДВС на рабочих (средних и больших) нагрузках работает вблизи внешней скоростной характеристики с незначительным диапазоном отклонения ($\Delta\omega$) от заданной частоты вращения выходного вала. При этом заданная частота вращения вала, а следовательно, и потребляемая мощность ДВС устанавливается оператором (водителем), исходя из условий работы машины.

В пределах малых нагрузок, т. е. до того момента, когда достигается возможность перевода ДВС на внешнюю скоростную характеристику, система "ДВС — трансмиссия" работает по стандартной схеме: двигатель используется на частичных характеристиках (поле, ограниченное внешними характеристиками M_e и g_e, — кривые *5* и *6*), а параметры трансмиссии системой автоматического регулирования не корректируются.

Постепенно при разгоне машины увеличивается мощность ДВС, достигается режим рабочих нагрузок и включается система автоматического регулирования. Этому моменту соответствует выход системы "ДВС — трансмиссия" на первую суперпозицию (точка *A*). Условием для перевода системы на суперпозицию является необходимость достижения минимальной мощности ($N_{A\min}$) ДВС, при которой обеспечивается устойчивая его работа на внешней скоростной характеристике:

$$N_{A\min} = M_{e1}\omega_1 = M_{ei}\omega_i, \qquad (1)$$

где M_{e1} и ω_1 — соответственно эффективный момент и частота вращения вала в точке *A*; $M_{ei}\omega_i$ — произведение эффективного момента и соответствующей ему частоты вращения вала ДВС на любой частичной характеристике.

Как только при работе на любой частичной характеристике достигается минимальная мощность $N_{A\min}$, т. е. возникает условие, описанное уравнением (1), появляется сигнал на включение системы автоматического регулирования адаптивной трансмиссией. Тогда система "ДВС — трансмиссия" выходит на первую суперпозицию (точка *A*), при которой топливоподающий орган (ТНВД, дроссель и т. п.) занимает положение, близкое к максимальной подаче топлива, а минимально устойчивая частота вращения коленчатого вала, характерная для первой суперпозиции (ω_1), устанавливается соответствующей нагрузкой на валу двигателя путем поднастройки передаточного отношения трансмиссии на заданный (в данном случае минимальный) скоростной режим работы ДВС.

Дальнейшее увеличение мощности двигателя регулируется задатчиком частоты вращения вала. При этом положение топливоподающего рабочего органа (ТПРО) сохраняется как и при первой суперпозиции, т. е. обеспечивается максимальная цикловая подача топлива для дизелей, полное открытие дросселя для карбюраторных двигателей и т. п. В этом случае перемещение акселератора (сигнал h на рис. 2) по существу определяет только величину задания частоты вращения вала двигателя ($\omega_{зад}$).

Рассмотрим более подробно работу автоматической системы регулирования (АСР) по принципиальной схеме, приведенной на рис. 2.

Сигнал h положения ТПРО *1* (подчеркиваем, что подача топлива остается максимальной во всем диапазоне работы АСР) поступает к задатчику *2* частоты вращения вала, который устанавливает заданную частоту вращения ($\omega_{зад}$) вала двигателя, при которой обеспечивается, по указанным выше причинам, минимальный удельный расход топлива.

При частоте вращения насосного вала ГТ *5*, равной заданной, устанавливается определенное положение управляемого реактора гидротрансформатора. Изменение момента $M_{C2}(t)$, передаваемого от коробки передач *9* на ГТ *5*, вызывает изменение частоты вращения ω_1 насосного вала. Изменение ω_1 фиксируется датчиком *6* и в виде сигнала ω_2 поступает в блок сравнения *3*.

В случае рассогласования сигналов $\omega_{зад}$ и ω_2 вырабатывается сигнал $\Delta\omega$, поступающий на усилитель *4*, где вырабатывается управляющее воздействие h_1, передаваемое на управляемый реактор ГТ *5*. Поворот лопастей реактора изменяет механическую характеристику ГТ, чем обеспечивается выведение насосного колеса на заданную частоту вращения.

Если происходит существенное изменение уровня входной величины $M_{C1}(t)$, а следовательно, и величины $M_{C2}(t)$ и регулирующие возможности ГТ оказываются исчерпанными, то возникает нерегулируемое изменение частоты вращения вала (ω_1). Как только последняя превысит заданное значение отклонения ($\Delta\omega_{пр}$), в работу включается релейный элемент *7*, вырабатывающий сигналы H_1 или H_2, которые, пройдя через усилители *8.1* и *8.2*, обеспечивают соответствующее переключение передачи, вследствие чего изменяется уровень сигнала $M_{C2}(t)$, что и осуществляет регулирование ω_1.

Таким образом, предлагаемое техническое решение обеспечивает оптимизацию работы ДВС, заключающуюся в следующем:

1) регулируются параметры ГТ и коробки передач при неизменном положении ТПРО таким образом, что ДВС работает на части регуляторной ветви скоростных характеристик, определяемой величиной $\Delta\omega$. При этом удельный расход топлива близок к минимальному и частота вращения насосного вала ГТ, а следовательно, и двигателя квазипостоянна;

2) исключается работа ДВС на неэкономичных переходных режимах в условиях непрерывно меняющегося момента $M_{C1}(t)$.

Опыт эксплуатации электромеханических трансмиссий на большегрузных карьерных самосвалах (БелАЗ и др.) показал, что обеспечение работы энергоустановки в режиме постоянной мощности повышает топливную экономичность дизеля на 15÷20 %. С учетом этого перевод ДВС в стационарный режим на внешней скоростной характеристике становится еще более эффективным. Это позволит снизить расход топлива на транспортных и тяговых средствах не менее чем в 2÷3 раза по сравнению с машинами, не оборудованными адаптивными трансмиссиями.

Известно, что в настоящее время при эксплуатации транспортных и тяговых машин максимальная мощность ДВС реализуется всего лишь на 30÷35 %. При этом двигатель работает на частичных характеристиках с удельным расходом топлива, в несколько раз превышающим минимальный, который реально достигается только на стендовых испытаниях ДВС при работе на внешней скоростной характеристике.

Область применения предлагаемых адаптивных трансмиссий — грузовые автомобили средней и большой грузоподъемности, внедорожные (карьерные) самосвалы, автопоезда, тягачи для дорожно-строительных машин, тракторы промышленного и сельскохозяйственного назначения. Также возможно применение данных трансмиссий и на стационарных машинах, оборудованных ДВС, при условии нестабильного нагрузочного режима на рабочем органе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Александров И. К.** Адаптивные трансмиссии — путь к созданию экономичных АТС // Автомобильная промышленность. 1996. № 2.

2. **Александров И. К.** Совершенствование сельскохозяйственных машин и агрегатов на основе энергетического анализа: Дис. ... д-ра техн. наук. СПб., 1993.

3. **Александров И. К.** Энергетический анализ и пути снижения энергоемкости машинных агрегатов. Вологда: Сев.-Двинское отдел. Инженер. академии РФ, 1993. 198 с.

4. **Пат. 2070649 С1 РФ**, МКИ^6 F 02 D 45/00, B 60 K 41/16. Способ стабилизации минимального расхода топлива двигателем внутреннего сгорания и устройство для его осуществления.

5. **Александров И. К.** Основные положения энергетического анализа машин: Учебное пособие. Вологда: ВоПИ, 1999. 73 с.

УДК 621.43

А. Ф. ДОРОХОВ, д-р техн. наук, С. А. КАРГИН, А. П. ИСАЕВ (АГТУ, г. Астрахань)

Анализ показателей рабочего цикла, полученных расчетным и экспериментальным путем, при различных способах организации рабочего процесса в ДВС

В конце XX — начале XXI веков в мировом двигателестроении не было отмечено сколько-нибудь значительных новаций в конструкции и организации рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания (ДВС). ДВС как с внешним, так и с внутренним смесеобразованием, существующие уже более 100 лет и являющиеся на сегодня главным средством получения механической энергии, с точки зрения теоретических термодинамических циклов, лежащих в основе организации их рабочих процессов, кардинальных изменений не претерпели. За это время улучшения технических характеристик двигателей были достигнуты посредством непринципиальных, с точки зрения термодинамики, конструктивных усовершенствований, таких как использование наддува или инжектора, применение новых конструкционных материалов, повышение качества топлив и смазочных материалов, совершенствование технологий механической обработки деталей и сборки двигателей [1].

Наиболее эффективными являются двигатели с внутрицилиндровым смесеобразованием и самовоспламенением рабочей смеси, т. е. дизели.

Смесеобразование, воспламенение и сгорание рабочей смеси в дизелях происходят за миллисекунды, поэтому добиться полноценной физико-химической подготовки рабочей смеси к сгоранию не удается. Для обеспечения полного и своевременного сгорания рабочей смеси дизели работают при значительном избытке воздуха. Для надежного пуска двигателя обеспечивается высокая степень сжатия, не являющаяся термодинамически оптимальной при осуществлении рабочего процесса.

Анализ показал, что эффективный КПД η_e дизеля главным образом зависит от двух параметров: степени ε сжатия и коэффициента α избытка воздуха. При $\varepsilon > 10$ прирост η_e становится незначительным. При этом механическая и термическая нагруженности деталей двигателя чрезмерно увеличиваются из-за высокого значения максимального давления p_z сгорания. Значительные усилия, возникающие в трущихся сопряжениях при малом приросте эффективного КПД, приводят к увеличению удельной работы трения, вследствие чего уменьшается механический КПД $\eta_{мех}$. Прирост термического КПД η_t не может компенсировать уменьшение $\eta_{мех}$. Поэтому повышать ε более 10÷12 термодинамически нерационально: эффективная экономичность двигателя не улучшится, а высокие значения температуры и давления приведут к повышению жесткости работы двигателя, увеличению изнашивания деталей и массы двигателя. Поэтому наилучшими для всех значений ε следует считать $\alpha = 1$, при этом оптимальные значения $\varepsilon = 10÷13$.

Сегодня практически все выпускаемые дизели работают при $\varepsilon = 16÷20$ и $\alpha = 1{,}3÷1{,}7$. Увеличенное значение ε вызывает чрезмерное повышение давления и температуры сгорания, более жесткую работу двигателя, рост

механических и тепловых напряжений в деталях, что ведет к увеличению их массы и снижению мощности двигателя. Причиной увеличения массы двигателя является повышенное значение α, так как для получения необходимой мощности рабочий объем двигателя увеличивается в среднем на 50 %, это необходимо для осуществления термодинамического цикла с теоретических позиций. Ограничение времени смесеобразования приводит к задержке воспламенения и последующему малоуправляемому процессу сгорания. В результате с прекращением подачи топлива сгорание не прекращается, а наступает фаза догорания на линии расширения газа, что снижает КПД двигателя из-за повышения потерь теплоты и уменьшения степени расширения газов. Чем продолжительней фаза догорания, тем ниже экономичность двигателя и тем выше температура его деталей [1, 2].

Пока не найдено радикальное решение проблемы негативного влияния задержки самовоспламенения.

Для создания ДВС с высокими технико-экономическими показателями предлагается введение в цилиндры двигателя топлива еще в начале такта сжатия с последующим воспламенением рабочей смеси с помощью свечей зажигания. Организация данного процесса позволит увеличить литровую мощность двигателя приблизительно на 30 % и обеспечить с точки зрения термодинамики и теории горения оптимальные значения α и ε.

При реализации такого рабочего процесса дизеля может возникнуть ряд серьезных проблем, обусловленных возможностью преждевременного самовоспламенения рабочей смеси, а также вероятностью возникновения детонационного сгорания, что ведет к полной неуправляемости процесса. Расчеты показали, что при давлении среды $p_c = 1{,}5 \div 2{,}0$ МПа температура самовоспламенения дизельного топлива составит 205÷210 °С, тогда как температура заряда в конце сжатия будет равна 420 °С. Следовательно, температура заряда достигнет температуры самовоспламенения раньше, чем будет подана искра, и процесс сгорания станет неуправляемым. Возможны следующие пути решения возникшей проблемы:

использование в качестве топлива бензола, температура самовоспламенения которого при давлениях сжатия 3,5÷4,0 МПа не ниже 500 °С, что почти на 100 °С выше температуры рабочей смеси в конце сжатия;

использование смеси дизельного топлива со специальными добавками, повышающими их температуру самовоспламенения и антидетонационные свойства;

использование дизельного топлива в чистом виде в сочетании с применением технологии двухфазного впрыска дизельного топлива в цилиндр для того, чтобы рабочая смесь, образовавшаяся после первой фазы, не могла самовоспламениться, т. е. была бы сильно обедненной ($\alpha = 2{,}0 \div 2{,}5$). Тогда в процессе первой фазы в начале сжатия можно подать не более половины цикловой подачи топлива, а оставшуюся часть подавать в конце сжатия, как на обычном дизеле.

Последнее представляется весьма рациональным, так как можно использовать распространенное дизельное топливо. Предлагается следующий способ организации рабочего процесса: вводится часть цикловой подачи топлива (≈40 %) при такте впуска во всасывающий тракт ДВС через дозирующее устройство, а оставшаяся часть впрыскивается в цилиндр через форсунку в конце такта сжатия. Рабочий процесс осуществляется при $\varepsilon = 10 \div 12$, а цикловая подача топлива рассчитывается для $\alpha = 1{,}05 \div 1{,}1$. Двигатель должен быть оборудован системой принудительного воспламенения рабочей смеси, используемой для двигателей с внешним смесеобразованием. Для введения топлива во всасывающий тракт двигатель оснащается карбюратором, несмотря на негативные последствия обратного выброса топливовоздушной смеси через открытый впускной клапан во время перекрытия клапанов.

Применение карбюратора обусловлено простотой его установки и легкостью регулирования в процессе экспериментальных исследований. При дальнейшей отработке рабочего процесса дизеля для подачи топлива после закрытия впускного клапана и обеспечения более точной его дозировки необходимо применять впрыск. Время смесеобразования для топлива, подаваемого во всасывающий тракт, увеличится более чем в 10 раз. К моменту подачи искры в цилиндре образуется однородная топливовоздушная смесь, хорошо подготовленная к сгоранию, а скорость распространения фронта пламени будет зависеть лишь от степени обогащения смеси топливом, подаваемым во второй фазе. Эта часть топлива, подаваемая через форсунку, будет сгорать с меньшим периодом задержки самовоспламенения, так как струи топлива попадут в уже образовавшиеся очаги пламени топлива первой фазы при интенсивном вихревом движении всего заряда топлива.

На предлагаемый способ организации рабочего процесса двигателя получен патент на изобретение № 2215882 "Способ работы двигателя внутреннего сгорания и устройство для его осуществления" [3]. Для его реализации необходимо выполнить ряд исследований, которые уже проводятся на опытном двигателе, изготовленном на базе судового дизеля 24 9,5/11 (рис. 1).

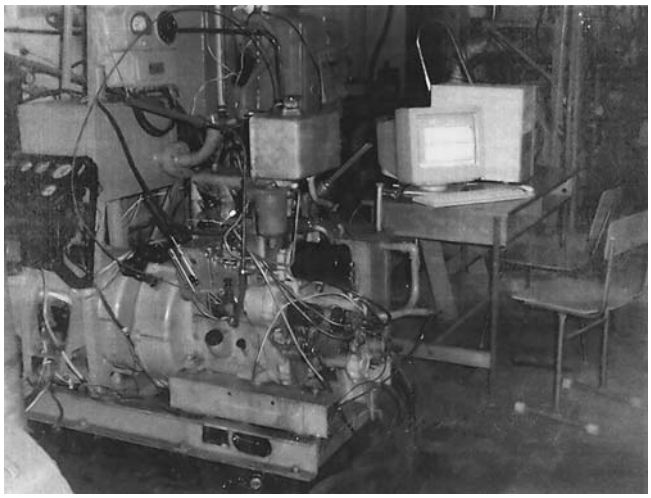


Рис. 1. Экспериментальная лабораторная установка

Для получения необходимой степени сжатия камера сгорания в головке цилиндров двигателя была переоборудована. Из вихревой камеры была удалена часть неохлаждаемой вставки, которая замыкает вихревую камеру, отлитую в головке цилиндров. После переоборудования камеры сгорания действительное значение степени сжатия составило 12,38. Двигатель оснащен системой принудительного искрового зажигания. Нагружение двигателя производится электротормозом — генератором постоянного тока П-62-М в сочетании с системой электрических нагревателей. Экспериментальная установка смонтирована в лаборатории тепловых двигателей кафедры "Судовые энергетические установки" ФГОУ ВПО "Астраханский государственный технический университет".

Для того чтобы определить достоинства или недостатки предлагаемой организации рабочего процесса, проводили сравнительные испытания двигателя, работающего по новому рабочему процессу, и традиционного дизеля. В процессе испытаний снимались индикаторные диаграммы работы двигателей, использовались две головки цилиндров: стандартная и доработанная. Доработка заключалась в увеличении объема камеры сгорания. Таким образом, испытание двух двигателей производилось на одних и тех же цилиндрах, что дает высокую точность сравнения.

Для измерения давления внутри цилиндра использовали пьезоэлектрические датчики давления конструкции ЦНИДИ и НАМИ, которые устанавливали с помощью резьбовых втулок-ввертышей на место штатных свечей накаливания. Датчик конструкции НАМИ, объединенный с искровой свечой зажигания (рис. 2), использовался при испытании двигателя, работающего по новому рабочему процессу с принудительным воспламенением, а датчик конструкции ЦНИДИ — при испытании двигателя, работающего традиционно.

Сигналы, вырабатываемые пьезоэлектрическими датчикам, регистрировались с помощью электронного осциллографа с использованием программного продукта Spectra PLUS-FFT Spectral Analysis System фирмы Sound technology Inc. В качестве аналого-цифрового преобразователя использовали звуковую карту. Для удобства обработки полученных диаграмм двигатель был оборудован отметчиком ВМТ. Сигналы с датчика давления и отметчика снимались в течение всего эксперимента, что обеспечило высокую точность результатов.

В ходе эксперимента возникали определенные трудности. Так, для тарировки датчиков невозможно было использовать прессы, так как пьезоэлектрические датчики нельзя использовать, когда имеется не только переменная, но и постоянная составляющая [4]. В экспериментальной установке давление могло повышаться либо резко, либо плавно, но иметь возможность резкого сброса. Этим требованиям отвечает стенд для проверки и опрессовки форсунок (рис. 3).

В нагнетательный трубопровод стенда с помощью специально изготовленного переходника устанавливали датчики. Сигнал с датчиков поступал на компьютер. Для тарирования была выбрана форсунка со штифтовым распылителем, так как давление впрыска данной форсунки самое низкое. Кроме того, она может работать и при более низких давлениях.

Тарировка датчиков производилась следующим образом. Форсунку настраивали на требуемое давление впрыска. Затем давление топлива в нагнетательном трубопроводе поднимали с помощью насоса до значения давления впрыска, после чего происходил впрыск. Показания датчиков фиксировались компьютером с помощью программы Spectra PLUS-FFT Spectral Analysis System. Затем форсунку настраивали на новое давление впрыска.

Испытания проводили при работе дизелей по нагрузочной характеристике. Полученные индикаторные диаграммы традиционного двигателя и двигателя, работающего по новому рабочему процессу, представлены на рис. 4.

Значения среднего индикаторного давления для двигателя, работающего по традиционному дизельному рабочему процессу, составили p_i = 0,602 МПа; а работающего по новому рабочему процессу — p_i = 0,628 МПа.

При этом эффективная мощность для двигателя, работающего по традиционному дизельному рабочему

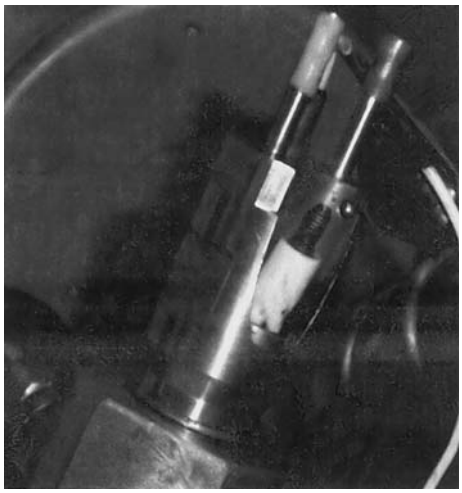


Рис. 2. Датчик давления со свечой зажигания

Рис. 3. Установка для тарировки датчиков

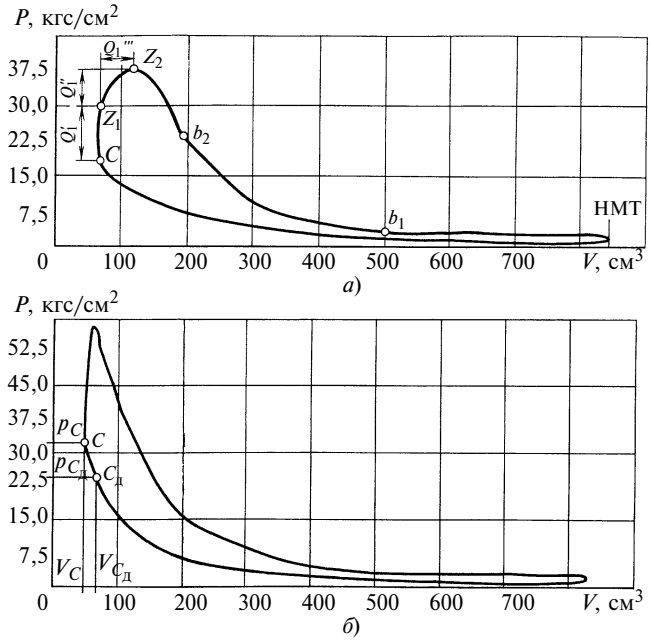


Рис. 4. Индикаторные диаграммы двигателей, работающих по новому рабочему процессу (*а*) и по традиционному дизельному рабочему процессу (*б*)

процессу, составила N_e = 8,95 кВт, а работающего по новому рабочему процессу — N_e = 10 кВт.

Индикаторная диаграмма двигателя, работающего по новому рабочему процессу, имеет следующие участки (см. рис. 4, *а*):

первый участок — от НМТ до точки C (сжатие);

второй участок — от точки C до точки Z_1 — изохорный подвод теплоты Q_1', свойственный двигателям с искровым зажиганием. Здесь одновременно с подачей искры (соответствует 5° поворота кулачкового вала) началось обогащение топливовоздушной смеси, находящейся в цилиндре, топливом, подаваемым через форсунку, что вызывает сгорание горючей смеси и резкое повышение давления;

третий участок — от точки Z_1 до точки Z_2 — смешанный (изохорно-изобарный) подвод теплоты. Здесь теплота Q_1'' подводится изохорно, а теплота Q_1''' — изобарно. Такой подвод теплоты характерен для современных дизелей — топливо сгорает по мере поступления в цилиндр;

четвертый участок — от точки Z_2 до точки b_2 — зона догорания на линии расширения. Этот процесс нежелателен. Его появление, вероятно, связано с неоптимальной формой камеры сгорания, которая представляет собой часть вихревой камеры, соединенной с надпоршневым пространством каналом неправильной формы (рис. 5), что не позволяет нормально развиваться процессу сгорания и приводит к догоранию. Догорание заканчивается задолго до прихода поршня в НМТ, поэтому правые части индикаторных диаграмм практически идентичны. Повышение температуры отработавших газов t_g не критично, она не превышает допустимых значений: для двигателя, работающего по традиционному дизельному рабочему процессу, — t_g = 350 °С; для двигателя, работающего по новому процессу, — t_g = 370 °С. С формой камеры сгорания связан и повышенный расход топлива, как и с потерей части рабочей смеси при перекрытии клапанов;

пятый участок — от точки b_2 до точки b_1 — активное расширение;

шестой участок — от точки b_1 до НМТ (до момента открытия выпускного клапана) — расширение.

Несмотря на повышенный расход топлива и неоптимальную форму камеры сгорания, двигатель развил такую же мощность при меньшем максимальном давлении сгорания.

Анализ полученных данных при индицировании двигателя, работающего по традиционному дизельному рабочему процессу, проводился по методике Гриневецкого—Мазинга [5, 6], в которой исходные данные для расчета выбираются из диапазона рекомендуемых значений, однако в данном случае основные значения таких параметров, как атмосферное давление p_0 и температура t_0 окружающего воздуха, частота n вращения коленчатого вала и удельный эффективный расход g_e топлива, были получены в результате испытаний.

Методика Гриневецкого—Мазинга подразумевает такую идеализацию реального процесса, как отсутствие теплообмена сжимаемого заряда через стенки цилиндра при прохождении поршнем ВМТ, т. е. методика не учитывает опережение начала подачи топлива и задержку самовоспламенения (индукцию). С момента начала подачи топлива в цилиндр процесс сжатия не может рассматриваться как политропный с показателем политропы n = 1, поскольку неизвестен закон изменения давления: в первый момент после начала подачи топлива наблюдается уменьшение скорости нарастания давления, поскольку топливо начинает интенсивно испаряться, забирая часть теплоты от сжимаемого заряда. Кроме того, появляются первые очаги воспламенения, следовательно, политропный процесс с показателем политропы n = 1 сжатия свежего заряда протекает до точки $C_д$, в которой действительная степень сжатия $\varepsilon_д$ = 10,97, геометрическая же степень сжатия (при нахождении поршня в ВМТ) ε = 17. Если же рассматривать процесс сжатия как политропный с показателем n = 1, то расчетное значение давления в конце сжатия p_C равно 4,33 МПа, то-

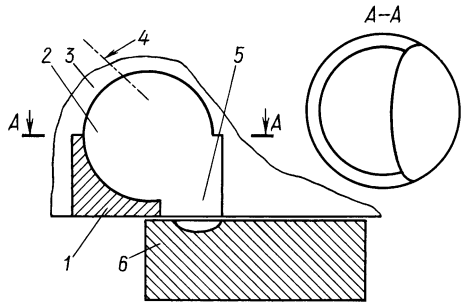


Рис. 5. Камера сгорания экспериментального двигателя:
1 — неохлаждаемая вставка; *2* — вихревая камера; *3* — головка цилиндра; *4* — ось отверстия под форсунку; *5* — соединительный канал; *6* — поршень

гда как по экспериментальным данным $p_C = 3{,}213$ МПа, т. е. $\Delta p_C = 35$ %. Таким образом, давление $p_{C_д}$ в начале подачи топлива составило: по данным эксперимента — 2,36 МПа; по расчетным данным — 2,37 МПа.

Использование в расчете давления $p_{C_д}$ в начале подачи топлива связано с применением в методике действительной степени ($\lambda_д = 2{,}51$) повышения давления при сгорании относительно начала впрыска топлива (по данным эксперимента). Коэффициент избытка воздуха на момент начала топливоподачи $\alpha = 2{,}05$.

Расхождения экспериментальных и расчетных данных выявляются и при расчете температуры в начале подачи топлива. При расчете по методике Гриневецкого—Мазинга в точке $C_д$ температура $t_{C_д} = 510$ °С. По экспериментальным данным, полученным помощью микротермопары, $t_C = 350 \div 370$ °С. Толщина хромель-копелевых электродов микротермопары 15 мкм, так как термопара обладает малой инерционностью. Значение температуры t_C в конце процесса сжатия определяется без подачи топлива в цилиндр из-за риска сгорания термопары.

Это и является причиной расхождения между расчетными данными и данными, полученными экспериментальным путем. Теплоотдача от сжимаемого заряда в стенки цилиндра учитывается неполностью, хотя и принимается во внимание нагрев заряда от горячих стенок цилиндра ($\Delta T_а = 10 \div 20$ К). В начале сжатия температура заряда ниже температуры стенок цилиндра и имеет место теплоотдача от стенок к заряду. При равенстве температур теплоотдачи не происходит (этот процесс кратковременный, когда показатель политропы $n = 1$ достигает значения показателя адиабаты $k = 1{,}4$). Далее сжатие продолжается, температура заряда растет, градиент температур меняет свое направление. С уменьшением объема рабочего цилиндра при сжатии растет температура, а значит, становится интенсивнее теплообмен между "горячим" зарядом и "холодными" стенками цилиндра. Таким образом, температурные потери в стенках цилиндра снижают температуру сжимаемого заряда на 100÷120 К. Возможно, это и учитывается в методике Гриневецкого—Мазинга, но явно недостаточно.

Дальнейший расчет ведется по классической схеме. При расчете максимальной температуры T_Z и максимального давления p_Z сгорания показатель $\lambda_д = 2{,}51$:

$$\frac{\xi_Z Q_H}{\alpha L_0} + [\overline{C'_V} + 8{,}314\lambda_д + \gamma_r(C''_V + 8{,}314\lambda_д)]T_C = \\ = \beta_Z(1 + \gamma_r)\, C_{p_Z} T_Z, \qquad (1)$$

где ξ_Z — коэффициент использования теплоты в точке Z; Q_H — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; L_0 — количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания 1 кг топлива, кмоль/кг; $\overline{C'_V}$ — средняя мольная изохорная теплоемкость воздуха, кДж/(моль · К); C''_V — средняя мольная изохорная теплоемкость чистых продуктов сгорания, кДж/(моль · К); C_{p_Z} — средняя мольная изобарная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(моль · К);

$$p_Z = \lambda_д\, p_{C_д}. \qquad (2)$$

Степени предварительного ρ и последующего δ расширений рассчитываются по формулам:

$$\rho = \beta_Z T_Z / \lambda T_C; \qquad (3)$$

$$\delta = \varepsilon / \rho. \qquad (4)$$

Среднее индикаторное давление находится из уравнения

$$p'_i = \frac{p_C}{\varepsilon - 1}\left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2^{-1}}\left(1 - \frac{1}{\delta^{n2-1}}\right) - \right. \\ \left. - \frac{1}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n1-1}}\right)\right]. \qquad (5)$$

В уравнении (5) фигурирует давление p_C в конце сжатия при геометрической степени сжатия ε, а не давление $p_{C_д}$ в точке $C_д$ при действительной степени сжатия $\varepsilon_д$, т. е. при угле поворота коленчатого вала в момент впрыска топлива, поскольку подсчет индикаторной мощности, а значит, и среднего индикаторного давления, ведется от ВМТ к НМТ, т. е. при подсчете p'_i участвует вся площадь индикаторной диаграммы. По этой же причине в формуле используем геометрические λ и ε. Так как давление p_C при геометрической степени сжатия ε расчетным путем определить невозможно, пришлось использовать снятое с экспериментальной индикаторной диаграммы значение — $p_C = 3{,}213$ МПа.

В методике Гриневецкого—Мазинга механическое КПД $\eta_{мех}$ задается. Однако диапазон рекомендуемых значений (например, для четырехтактных дизелей без наддува $\eta_{мех} = 0{,}75 \div 0{,}8$ [5]) довольно условный. Так, для дизелей одной марки, но с разным временем наработки механический КПД может отличаться на 2÷4 %. Поскольку $\eta_{мех}$ экспериментального двигателя неизвестен, среднее эффективное давление определяли, исходя из значений расчетного среднего индикаторного давления p_i и среднего давления механических потерь $p_{мех}$, найденного расчетным путем по методике, изложенной в работе [5]:

$$p_e = p_i - p_{мех}, \qquad (6)$$

где $p_{мех} = A + BC_m$ [6, с. 183—184]; C_m — средняя скорость поршня; A и B — экспериментальные коэффициенты, составляющие для дизелей с разделенной камерой сгорания: $A = 0{,}103$; $B = 0{,}0135$.

Изменения, внесенные в методику Гриневецкого—Мазинга, позволили снизить погрешность расчетов показателей рабочего цикла дизеля до 0,2÷0,3 %. По основным показателям погрешность не превышает 3,3 %, тогда как расчет по классической схеме давал расхождение результатов до 30 % и более.

При расчете двигателя, работающего по новому рабочему процессу, имеются отличия от дизельного цикла: цилиндр наполняется не чистым воздухом, а топливовоздушной смесью с большим значением коэффициента избытка воздуха.

За базовую была взята методика Гриневецкого—Мазинга, в которую внесли дополнения и изменения. Мазинг предложил использовать на такте сжатия средние мольные изохорные теплоемкости воздуха и чистых продуктов сгорания [5]. Однако в двигателе с комбинированным смесеобразованием сжимается не воздух с остаточными газами, количество которых учитывается коэффициентом γ_r, а смесь воздуха и паров дизельного топлива с чистыми продуктами сгорания. Раньше карбюрация дизельного топлива не производилась, поэтому данных по теплоемкости его паров или смеси воздуха с парами не существует.

Средняя мольная изохорная теплоемкость смеси воздуха и паров дизельного топлива определяется по формуле

$$\overline{C}_{V\text{СМ}} = \overline{C'_V} + \overline{C}_{VT}, \qquad (7)$$

где $\overline{C'_V} = 19{,}26 + 0{,}0025T$, кДж/(моль · К) — средняя мольная изохорная теплоемкость воздуха; $\overline{C}_{VT}$ кДж/(моль · К) — средняя мольная изохорная теплоемкость паров топлива:

$$\overline{C}_{VT} = \frac{1}{\alpha_H L_0 10^3} C_T T, \qquad (8)$$

где $C_T = 2{,}0$ кДж/(кг · К) — удельная теплоемкость дизельного топлива.

Давление сжатия определяли как и при расчете показателей рабочего цикла двигателя, работающего по традиционному дизельному рабочему процессу.

Процесс сгорания разделили на две основные стадии (если зона догорания на линии расширения газа не учитывается): изохорное сгорание (второй участок) и смешанное сгорание (третий участок). Догорание на линии расширения не учитывалось, так как это нежелательный процесс. Его появление связано с неоптимальной формой камеры сгорания, а в расчете организация рабочего процесса считалась оптимальной.

Второй участок рассчитывался по методике расчета двигателей с принудительным воспламенением, так как им свойственно именно изохорное сгорание. Коэффициент избытка воздуха на этой стадии сгорания $\lambda_H = 3{,}4$, поскольку сгорает лишь топливо, поступившее в цилиндр на такте всасывания, а топливо, подаваемое через форсунку, не успевает подготовиться к сгоранию, и большая часть его сгорает на этапе смешанного сгорания, т. е. на линии Z_1—Z_2 (третий участок).

Третий участок рассчитывался по традиционной для дизелей методике с использованием снятых с экспериментальной диаграммы значений степени повышения давления.

Переход от действительных показателей к геометрическим происходит в расчете процесса расширения, также как и при расчете показателей рабочего цикла двигателя, работающего по традиционному дизельному рабочему процессу.

Значение механического КПД находили как и при расчете показателей рабочего цикла двигателя, работающего по традиционному дизельному рабочему процессу, — через среднее эффективное давление, которое определяли, исходя из значений расчетного среднего индикаторного давления p_i и среднего давления $p_{\text{мех}}$ механических потерь, найденного расчетным путем по методике, изложенной в работе [5], что вызвало большое расхождение в значениях механического КПД, полученных расчетным и экспериментальным способом. Это связано с тем, что значения экспериментальных коэффициентов даются лишь для дизелей с разделенной и неразделенной камерой сгорания, а также для дизелей и двигателей с искровым зажиганием. При этом не учитывали размеры цилиндров, быстроходность, степень форсирования и т. д. Кроме того, не учитывалось и то, что дизели с разделенной камерой сгорания делятся на вихрекамерные и предкамерные.

В связи с тем, что двигатель, работающий по новому рабочему процессу, является гибридом дизеля и двигателя с внешним смесеобразованием, нельзя применить к нему значения экспериментальных коэффициентов для двигателей с искровым зажиганием, также как и значения экспериментальных коэффициентов для дизелей.

Согласно методике определения среднего давления механических потерь коэффициент B учитывает все виды потерь, кроме насосных. Насосные же потери учитывает коэффициент A. Для дизелей $A = 0{,}103$, что соответствует атмосферному давлению, так как у дизелей на впуске не создается разрежение. Для двигателей с искровым зажиганием эти значения меньше, т. е. коэффициент A учитывает разрежение на впуске. Коэффициент B, стоящий при средней скорости поршня в наибольшей степени, учитывает нормальную силу, действующую на стенку цилиндра.

Можно было бы попробовать комбинировать значения коэффициентов: значения коэффициента A использовать для двигателей с искровым зажиганием, а значения коэффициента B — для дизелей. В то же время использование значений коэффициента B, рекомендуемых для дизелей, некорректно, так как максимальное давление сгорания двигателя, работающего по новому рабочему процессу, снижено по сравнению с традиционными дизелями, следовательно, значение нормальной силы будет меньше. Таким образом, не зная точно, как определялись значения этих коэффициентов, мы не можем с полной уверенностью использовать данную комбинацию.

Таким образом, невозможность учитывать особенности конкретного экспериментального двигателя привела к неточному определению расчетного значения механического КПД. Расчетное значение механического КПД ($\eta_{\text{мех}} = 0{,}756$) занижено, что подтверждает значение, полученное экспериментально ($\eta_{\text{мех}} = 0{,}833$).

Можно сделать вывод: классическая методика Гриневецкого—Мазинга не учитывает опережение начала

подачи топлива и теплопередачу от сжимаемого заряда к цилиндровой втулке и крышке цилиндра.

С учетом вышеизложенного целесообразно разделить основные показатели цикла (ε, ρ, δ, λ) на действительные и геометрические, что дает удовлетворительную сходимость экспериментальных и расчетных данных.

Однако на данном этапе необходимо ограничить область применения предлагаемых изменений и дополнений в методику Гриневецкого—Мазинга обработкой экспериментальных данных, так как нет возможности с достаточной точностью определить давление p_C в конце сжатия при геометрической степени сжатия ε. В ходе последующих исследований будет предложена методика теоретического определения этого давления, и в дальнейшем можно будет рекомендовать эти дополнения и изменения для широкого использования в теоретических расчетах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Кушуль В. М.** Знакомьтесь — двигатель нового типа. Л.: Судостроение, 1966. 120 с.
2. **Ермаков В. Ф.** Экономичность работы судовых дизелей. М.: Транспорт, 1982. 160 с.
3. **Пат. 2215882 С2 РФ:** Способ работы двигателя внутреннего сгорания и устройство для его осуществления.
4. **Агеев В. И.** Контрольно-измерительные приборы судовых энергетических установок (устройство, эксплуатация, эффективность). Справочник. Л.: Судостроение, 1985. 416 с.
5. **Двигатели** внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учеб. для втузов / Д. Н. Вырубов и др.; Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1983. 372 с.
6. **Судовые ДВС:** Учеб. / Ю. Я. Фомин, А. И. Горбань, В. В. Добровольский и др. Л.: Судостроение, 1989. 344 с.

УДК 62-144

А. М. ДРУЖИНИН, канд. техн. наук (КГТУ г. Казань)

Определение высоты "нормальных" компрессионных колец

Поршневое уплотнение такого относительно сложного агрегата, как двигатель, — достаточно простое устройство, конструктивно ограниченное стандартами и нормалями, а самое главное, устойчивыми традициями в мировом двигателестроении. Поэтому можно понять разработчиков новых двигателей, которые допускают лишь небольшую "косметику" поршневых уплотнений.

Тем не менее, простая форма еще не означает простоту содержания и назначения данного конструктивного элемента. Качество уплотнения между поршнем и цилиндром, несмотря на простоту конструкции, сегодня во многом определяет конструкцию современного двигателя, доведенного до высокого технического уровня по технико-экономическим и экологическим показателям. Можно с большой долей уверенности предположить, что если бы поршневое уплотнение качественно выполняло свои функции, то отпала бы необходимость в сложнейших системах турбонаддувов, существенно изменяющих форму и содержание двигателя.

У так называемого "нормального" компрессионного кольца высота равна его ширине. Известно, что до 60 % механических потерь на трение в двигателе приходится на компрессионные кольца, поэтому в последнее время проектировщики стали уменьшать высоту компрессионных колец, в надежде повысить КПД двигателя и улучшить его технико-экономические показатели.

Такая тенденция в мировом двигателестроении с одновременным увеличением частоты вращения вала внесла принципиальные изменения в работу двигателя.

Сегодня высота компрессионного кольца автомобильных двигателей стала в 2 раза меньше его толщины. Целесообразность уменьшения высоты поршневых колец для снижения механических потерь в двигателе была бы оправдана, если бы в работе компрессионных колец отсутствовали газодинамические и термодинамические процессы.

Однако давление в канавке первого кольца близко к давлению в цилиндре[1], которое прижимает рабочую поверхность кольца к стенке цилиндра. Радиальная же сила $F_{рад}$ (рис. 1) может разжимать кольцо *4* и прижимать его рабочую поверхность к стенке цилиндра *1*, но только в том случае, если это позволяет осевая сила $F_о$, которая действует на верхний торец кольца и прижимает его к нижней полке поршневой канавки *3*.

Значения $F_{рад}$ и $F_о$, если давление в поршневой канавке везде одинаковое, зависят только от площадей, на которые они воздействуют. В "нормальных" кольцах они равны. При использовании компрессионных колец с уменьшенной высотой ситуация меняется.

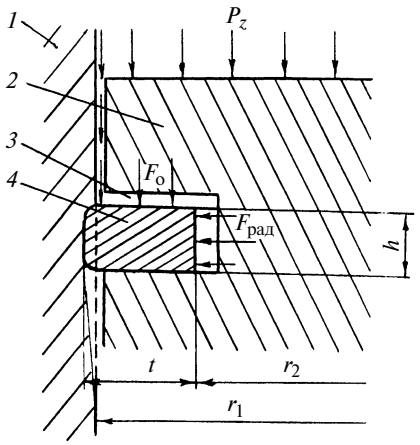


Рис. 1. Схема работы верхнего компрессионного кольца:
1 — цилиндр; *2* — поршень; *3* — поршневая канавка; *4* — компрессионное кольцо

[1] **Двигатели** внутреннего сгорания: устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А. С. Орлина и М. Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1990.

Для примера рассчитаем силы, действующие на первое компрессионное кольцо двигателя ВАЗ-2106, который имеет следующие параметры: диаметр цилиндра 79 мм, высота кольца $h = 1{,}5$ мм, толщина кольца $t = 3$ мм. Давление рабочих газов в цилиндре и в верхней поршневой канавке, когда поршень находится в районе ВМТ на тактах сжатия и рабочего хода, $p_z = 800$ кПа (абсолютное значение давления принципиальной роли не играет).

Площадь верхнего торца кольца, на которые действует сила F_0, находится по формуле $S_1 = \pi(r_1^2 - r_2^2)$, где $r_1 = 39{,}5$ мм — радиус кольца по наружному диаметру; $r_2 = 36{,}5$ мм — радиус кольца по внутреннему диаметру. Тогда $S_1 = 7{,}1592$ см^2 $\approx$ $\approx 716 \cdot 10^{-6}$ м^2.

Рассчитаем осевую силу: $F_о = p_z S_1 = 800$ кПа $\cdot 716 \cdot 10^{-6}$ м$^2 = 573$ Н.

Площадь боковой поверхности кольца, на которую действует радиальная сила $F_{рад}$, определяется по формуле

$$S_2 = 2\pi r_2 h. \qquad (1)$$

Подставив значения в формулу (1), получим $S_2 = 344 \cdot 10^{-6}$ м^2. Тогда $F_{рад} = 275$ Н.

Таким образом, осевая сила, превышающая более чем в 2 раза радиальную силу, блокирует последнюю, лишает компрессионное кольцо упругости и возможности движения относительно поршня. Компрессионное кольцо не выполняет свои функции на самых ответственных тактах рабочего цикла двигателя: сжатия и рабочего хода. Это происходит во всех случаях, когда над поршнем имеется избыточное давление, что оказывает отрицательное влияние на работу двигателя, уменьшая его КПД и увеличивая изнашивание контактных поверхностей деталей.

Исследования компрессионных колец, отслуживших свой срок, показали, что масло не снижает механические потери, так как "соскабливается" вместе с микрочастицами металла гильзы цилиндра сначала острыми, а затем изношенными кромками кольца. Дело в том, что под воздействием бóльшей силы на поршень (в данном случае порядка 4000 Н) и соответствующей силы реакции со стороны гильзы цилиндра кольцо смещается в пределах зазора относительно оси цилиндра.

Так как поршень располагается на поршневом пальце под углом к оси цилиндра, который меняется при изменении направления движения, силы, действующие на кольцо, распределяются неравномерно. Поэтому кольцо располагается под углом относительно оси цилиндра, а при изменении направления движения поршня этот угол меняется на противоположный, вследствие чего происходит активное изнашивание внешних верхней и нижней кромок кольца.

Потеряв при изнашивании значительную часть своей массы, облегченные кольца не только отводят меньшее количество теплоты от перегретой головки поршня к охлаждаемому цилиндру, но и имеют ухудшенные уплотнительные качества, следовательно, увеличивается утечка рабочих газов из цилиндра в картер двигателя.

Изменения в газодинамических и термодинамических процессах в верхней части поршня рядом с поршневым уплотнением являются причинами повышения температуры и негативного воздействия на охлаждающее масло.

В последние годы стремительно развиваются разработка и производство смазочно-охлаждающих масел улучшенного качества и, соответственно, более высокой стоимости для двигателей внутреннего сгорания.

Закоксованность компрессионных и даже маслосъемных колец является основной причиной сокращения ресурса двигателя особенно при использовании минеральных масел. Участились случаи выхода из строя двигателя вследствие заклинивания колец, задиров гильз цилиндра, поломки поршня. Это, например, встречается при эксплуатации у мощных дизелей КамАЗ. Поэтому высота компрессионных колец должна быть оптимальной и устанавливаться на основании накопленного опыта и точных расчетов.

Предлагается следующая методика определения высоты компрессионных колец.

Для гарантированного прижатия рабочей поверхности кольца к стенке цилиндра необходимо, чтобы радиальная сила была равна осевой силе: $F_{рад} = F_о$. В идеальном случае $F_{рад} = F_о = 0$, тогда кольцо прижимается к стенке цилиндра вследствие упругости самого кольца. Поэтому надо стремиться получить минимальные значения сил $F_{рад}$ и F_0. Для этого необходимо исключить или существенно уменьшить прорыв рабочих газов из цилиндра в поршневую канавку. Но эту задачу рассмотрим потом, а пока постараемся определить, как можно добиться равенства этих сил.

Во-первых, $F_{рад} = F_о$ при $S_2 = S_1$. Следовательно, достаточно определить размеры кольца для того, чтобы обеспечить это условие. Компрессионное кольцо имеет три размера: наружный диаметр, внутренний диаметр и высоту.

Наружный диаметр кольца уже задан, так как он определен диаметром цилиндра, следовательно, известен радиус r_1. Внутренний радиус r_2 определяется толщиной кольца, от которой зависит упругость компрессионного кольца.

Из формулы (1) и условия $S_1 = S_2$ найдем высоту кольца: $h = 3{,}12$ мм. Полученный результат существенно отличается от высоты компрессионных колец, используемых в двигателях в настоящее время. Например, высота компрессионного кольца двигателя ВАЗ равна 1,5 мм.

Оптимальное соотношение высоты и толщины компрессионного кольца определяется зависимостью $h = S_1/2\pi r_2$. Значение r_2 определяется традиционно.

Таким образом, варьируя значениями h и r_2, не нарушая основного условия $S_1 = S_2$, можно найти оптимальные значения размеров колец, тем самым обеспечив увеличенную площадь контакта компрессионного кольца с гильзой цилиндра и улучшение отвода теплоты от головки поршня к охлаждаемому цилиндру.

Обеспечив необходимое уплотнение между поршнем и цилиндром, можно снизить механические потери и повысить КПД двигателя.

Для подтверждения правильности разработанной методики были проведены исследования бензинового дви-

гателя ЗМЗ со следующими параметрами: диаметр цилиндра двигателя 92 мм, высота компрессионных колец $h = 2$ мм, толщина колец $t = 4$ мм.

По предлагаемой методике расчета высота компрессионных колец должна составлять 4,19 мм. Так как готовых колец такой высоты нет, то было решено установить в верхнюю поршневую канавку два кольца высотой по 2 мм и внести некоторые изменения в размеры поршневой канавки и самих колец. Поршневую канавку расточили до $4^{+0,06}$ мм, уменьшили толщину кольца до 3,8 мм (внутренний диаметр колец $83,6^{+0,02}$ мм). Операции по изменению размеров канавки выполнялись на токарном станке в обычных разрезных оправках. В качестве технологической базы при расточке поршневой канавки был использован жаровой пояс поршня.

Двигатель с новыми компрессионными кольцами работал в обычном режиме — обеспечивалась необходимая компрессия. Однако неприятной неожиданностью стал повышенный расход масла. Это объясняется тем, что при работе "нормальных" колец имеет место "насосный" эффект — косвенный показатель нормальной работы поршневого уплотнения.

Поэтому при проектировании двигателей следует помнить, что конструкция должна обеспечивать необходимые условия для сохранения устойчивого гидродинамического смазочного слоя, разделяющего поверхности трения компрессионного кольца и стенки цилиндра.

Значительное уменьшение механических потерь в двигателе, а следовательно, и изнашивания деталей цилиндропоршневой группы увеличивают его КПД и ресурс.

Очевидно, что на проведенном эксперименте работа не может завершиться, необходимы другие условия и возможности для проведения полноразмерных испытаний.

Таким образом, встает задача: исключить возможность появления "насосного" эффекта в работе компрессионных колец и прорыва рабочих газов из цилиндра в картер двигателя. Для этого необходимо создать новое поршневое уплотнение, принципиально отличающееся от традиционных. Многолетние исследования и поиски оптимальной конструкции поршневого уплотнения показали, что размещение компрессионных колец по разным поршневым канавкам ведет к значительной (до 70 %) утечке рабочего газа через зазоры в замках колец.

Проанализируем конструкцию двигателей различных изготовителей. Так, например, зазор в замке компрессионного кольца двигателей ВАЗ при диаметре цилиндра 79 мм — от 0,25 до 0,45 мм; двигателей ЗМЗ при диаметре цилиндра 92 мм — от 0,3 до 0,7 мм; двигателей КамАЗ при диаметре цилиндра 120 мм — от 0,4 до 0,6 мм. Получается, что зазоры в замках компрессионных колец двигателей ВАЗ больше, чем у двигателей ЗМЗ и даже двигателей КамАЗ.

Так как в двигателе КамАЗ рабочее давление порядка 2 МПа, то очевидно, насколько важна точность размеров зазоров в замках компрессионных колец.

Кроме того, целесообразно установить один оптимальный размер зазора в замке компрессионного кольца для двигателей одной марки: например, для двигателя ВАЗ — $0,2^{+0,05}$ мм; для двигателя ЗМЗ — $0,3^{+0,05}$ мм; для двигателя КамАЗ — $0,4^{+0,05}$ мм.

Но есть и другое решение этой проблемы: исключить утечку рабочих газов через зазоры в замках колец можно, установив компрессионные кольца в одной поршневой канавке замками, расположенными под определенными углами друг к другу.

В существующих уже схемах поршневых уплотнений это невозможно из-за прорыва рабочих газов в поршневую канавку, увеличения радиального давления колец на стенку цилиндра и увеличения механических потерь. Поэтому, прежде чем принимать решение о блочном расположении колец в поршне, необходимо предусмотреть соответствующие меры по нейтрализации влияния рабочего давления на работу компрессионных колец. Для этого надо исключить или, по крайней мере, существенно уменьшить прорыв рабочих газов в поршневую канавку.

Было разработано поршневое уплотнение (рис. 2), использующее

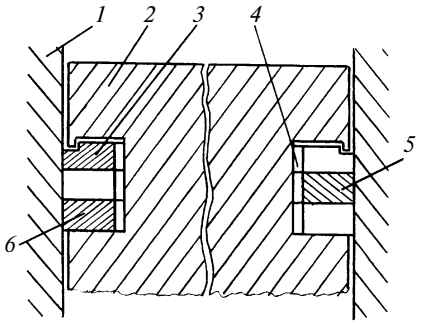


Рис. 2. Блочное поршневое уплотнение: *1* — цилиндр; *2* — поршень; *3* — ступенчатое кольцо; *4* — поршневая канавка; *5*, *6* — компрессионные кольца

только одну поршневую канавку *4*, в которой установлены два компрессионных кольца *5* и *6*, а над ними в специальной расточке установлено ступенчатое разрезное упругое кольцо *3*. Разрезы замков колец расположены под углом 120° относительно друг друга (патент на изобретение № 2243396). Такое расположение колец исключает прорыв рабочих газов напрямую через зазоры в замках колец. Защитное кольцо *3* препятствует прорыву рабочих газов через зазор между верхним торцом компрессионного кольца *5* и верхней полкой поршневой канавки *4*. Кроме того, имеющаяся в кольце *3* ступенька исключает "насосный" эффект охлаждающего масла, который, как правило, сопровождает работу "нормальных" компрессионных колец.

Многолетние исследования и практические наработки дают основание полагать, что данная конструкция комплексно и эффективно решает обозначенные выше проблемы.

Для проведения расширенных экспериментальных исследований необходимы доработка серийных поршней и компрессионных колец и изготовление новых уплотнительных колец.

Правильная реализация разработанной схемы поршневого уплотнения гарантирует повышение КПД и мощности двигателя, уменьшение удельного расхода топлива и масла, существенное увеличение ресурса двигателя, улучшение его экологических показателей.

УДК 621.833.001

О. Л. ПОДГАЕВСКИЙ, канд. техн. наук (ОАО "АК "Туламашзавод")

Определение кривизны поверхностей зубьев гипоидной плоскоцилиндрической передачи

Решена задача определения главных переменных кривизн взаимоогибаемых поверхностей зубьев плоского колеса и цилиндрической шестерни гипоидной плоскоцилиндрической передачи, оси которой ортогонально-перекрещивающиеся. Приведены соотношения, которые необходимы для определения главной кривизны поверхностей при синтезе пространственной гипоидной плоскоцилиндрической передачи, ее трибологических характеристик (износа контактирующих поверхностей), а также для решения контактной задачи теории упругости при статическом сжатии упругих тел, выбора оптимального контакта и определения функции зазора между контактирующими поверхностями зубьев.

A problem on determining curvature main variables for the teeth interbending surfaces of a crown wheel and a spur pinion of hypoid plane-cylindrical gearing, axes of which are orthogonal-crossing. Correspondences are given, necessary for the main curvature determination at synthesizing spatial hypoid plane-cylindrical gearing, its tribological characteristics (that of contacting surfaces wear), as well as for solving a contact problem for the theory of elasticity at elastic bodies static compression, optimal contact choice, determination of backlash function between contacting surfaces of teeth.

Эксплуатационные качества зубчатых передач во многом определяются кривизной контактирующих поверхностей. Согласно формулам контактной задачи теории упругости при статическом сжатии упругих тел (задача Герца) главные значения кривизны характеризуют контактные напряжения, а их взаимная ориентация влияет на гидродинамические эффекты в зоне контакта поверхностей (масляный клин). С другой стороны, распределение приведенных кривизн влияет на величину и форму зазора между соприкасающимися поверхностями. Как уровень контактных напряжений, так и функция зазоров определяют несущую способность передачи. Помимо проведения расчетов на изгибную и контактную прочность зубьев передач, составленных на базе плоского колеса в силовых системах приводов, целесообразно на основании работы [1] рассчитывать зубья плоского колеса на изнашивание поверхностей по формулам, в которых также используются кривизны поверхностей. Таким образом, для анализа зацепления по нагрузочной способности и износу поверхностей зубьев необходимо определять приведенную кривизну поверхностей звеньев во всех точках контакта.

Постановка задачи. Рассматривается пространственная гипоидная плоскоцилиндрическая передача [2], состоящая из плоского колеса *1* (рис. 1) с зубьями, образованными плоскостями (огибаемая поверхность Σ_1), и сопряженной с ним цилиндрической шестерни *2*, боковые поверхности зубьев которой — криволинейные профили (огибающая поверхность Σ_2). Поверхности Σ_1 (заданная) и Σ_2 (расчетная) находятся в непрерывном касании друг с другом по закону (условие сопряжения поверхностей)

$$\bar{e}^{(1)}\,\bar{v}^{(12)} = 0,$$

где $\bar{e}^{(1)}$ — орт нормали к огибаемой поверхности Σ_1; $\bar{v}^{(12)}$ — скорость относительного движения точки, связанной с поверхностями Σ_1 и Σ_2.

В результате профилирования зубьев цилиндрической шестерни [2] имеем различные продольные профили огибающих поверхностей Σ_2 (рис. 2) в зависимости от параметров огибаемых поверхностей Σ_1 и направления вращения (поворота плоского колеса) гипоидной плоскоцилиндрической передачи. Поэтому определение кривизны огибающих поверхностей Σ_2 зубьев цилиндрической шестерни будет различным.

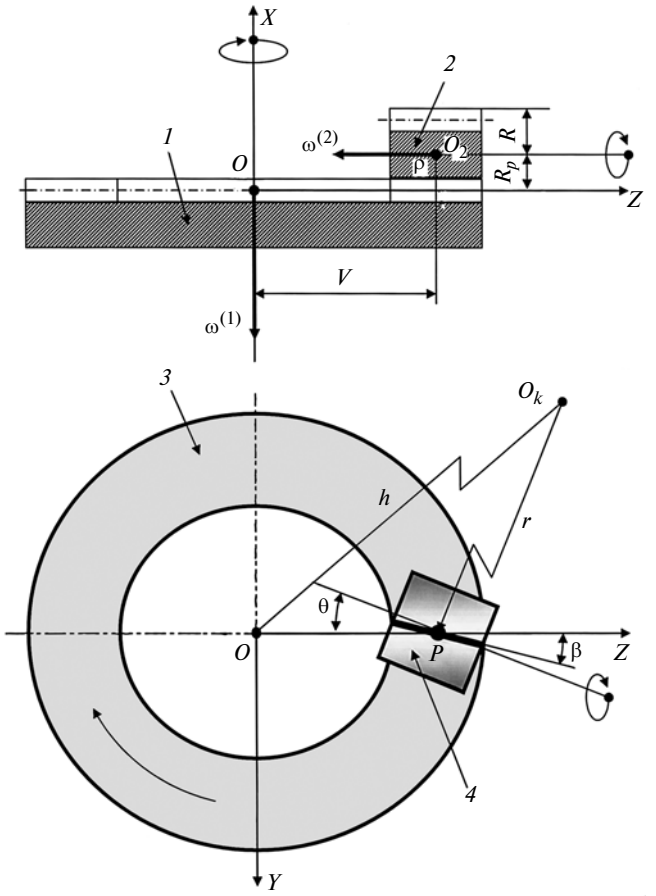


Рис. 1. Схема гипоидной плоскоцилиндрической передачи:
1 — плоское колесо; *2* — цилиндрическая шестерня; *3* — зона расположения огибаемых поверхностей Σ_1; *4* — зона расположения огибающих поверхностей Σ_2

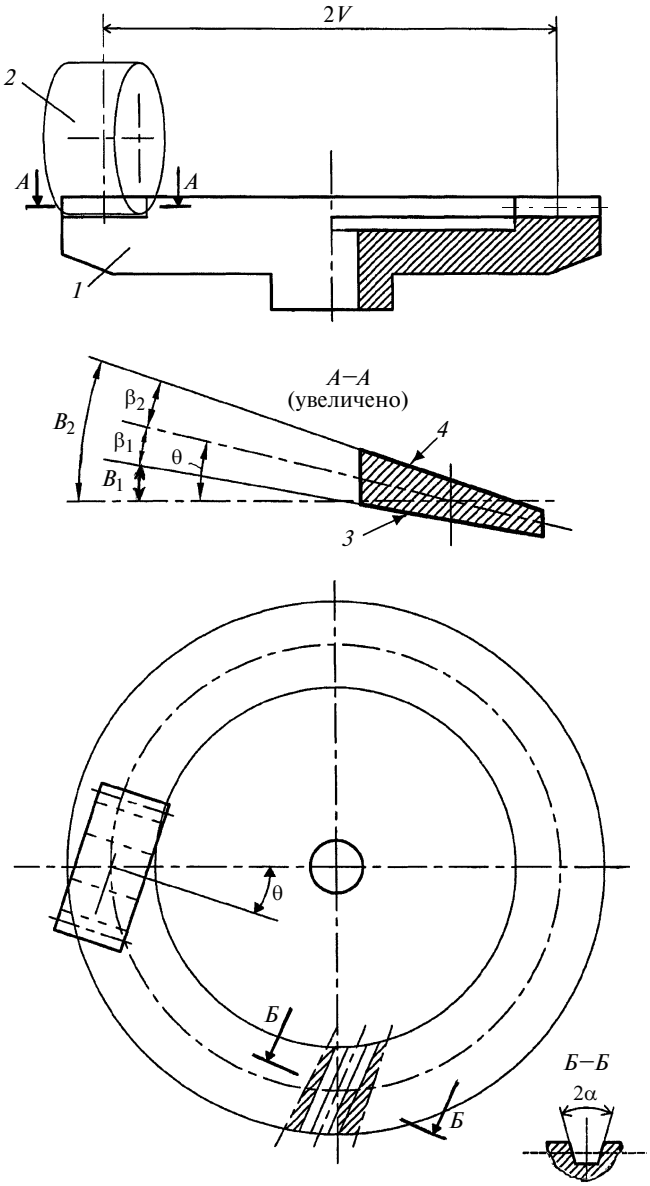


Рис. 2. Схема гипоидной плоскоцилиндрической передачи:
1 — плоское колесо; *2* — цилиндрическая шестерня; *3* — поверхность Σ_2' ; *4* — поверхность Σ_2''

При определении кривизны огибаемой Σ_1 и огибающей Σ_2 боковых контактирующих поверхностей гипоидной плоскоцилиндрической передачи учитываются следующие положения:

кривизны поверхностей зубьев определяются с учетом параметра ψ_i сопряжения поверхностей, т. е. учитывается положение контактных линий на сопрягающихся контактирующий поверхностях Σ_1 и Σ_2. Иначе можно сказать, что предлагается определять кривизны огибающих поверхностей Σ_2 непосредственно через главные направления огибаемых поверхностей Σ_1, которым принадлежат полуоси мгновенных контактных площадок. Так как параметр ψ_i является переменным [2] при перемещении контактной площадки по огибаемой (огибающей) поверхности, то соответственно меняются и главные направления, определяющие главные сечения огибающей поверхности Σ_2, в зависимости от угла поворота механизма;

при определении кривизны огибающей поверхности Σ_2 используются конечные параметры β_i, ψ_i сопряжения поверхностей Σ_1 и Σ_2, а не начальные параметры, определяющие огибаемую поверхность Σ_1 (контактную линию) без контакта с огибающей поверхностью Σ_2, что является приближенным решением, так как поверхности Σ_1 и Σ_2 сопрягаются именно по конечным параметрам сопряжения.

Определение кривизны огибаемой Σ_1 и огибающей Σ_2 поверхностей. Кривизну огибающей поверхности Σ_2 предлагается определять через кривизну огибаемой поверхности Σ_1 и параметры движения. Это существенно упрощает выкладки и избавляет от необходимости составления уравнений огибающей поверхности. Основываясь на работах [3, 4], приведем зависимости для определения кривизны огибающей поверхности Σ_2 в сечениях, проведенных через главные направления огибаемой поверхности Σ_1.

Для определения главных кривизн (направлений) $\rho^{(1)}_{I,\,II}$ поверхности Σ_1 будем пользоваться формулой (условие коллинеарности векторов $\dot{\bar{e}}^{(1)}_r$, $\bar{v}^{(1)}_r$), согласно которой [4] имеем:

$$\rho^{(1)}_{I,\,II} = -\frac{\dot{\bar{e}}^{(1)}_{rx}}{\bar{v}^{(1)}_{rx}} = -\frac{\dot{\bar{e}}^{(1)}_{ry}}{\bar{v}^{(1)}_{ry}} = -\frac{\dot{\bar{e}}^{(1)}_{rz}}{\bar{v}^{(1)}_{rz}}, \qquad (1)$$

где I, II — индексы главных направлений; $\dot{\bar{e}}^{(1)}_r$, $\bar{v}^{(1)}_r$ — параметры относительного движения точки и конца орта нормали по поверхности Σ_1.

Для определения нормальной кривизны огибающей поверхности Σ_2 используются формулы, полученные Ф. Л. Литвиным [3] и уточненные автором [5]:

$$\left.\begin{aligned} \rho^{(2)}_{I}\Big|_{\frac{d\vartheta}{dt}=0} &= \rho^{(1)}_{I}\Big|_{\frac{d\vartheta}{dt}=0} - \frac{[\bar{e}^{(1)}, \bar{v}^{(1)}_r, \bar{\omega}^{(12)}]}{(\bar{v}^{(1)}_r)^2}\Bigg|_{\frac{d\vartheta}{dt}=0}; \\ \rho^{(2)}_{II}\Big|_{\frac{du}{dt}=0} &= \rho^{(1)}_{II}\Big|_{\frac{du}{dt}=0} - \frac{[\bar{e}^{(1)}, \bar{v}^{(1)}_r, \bar{\omega}^{(12)}]}{(\bar{v}^{(1)}_r)^2}\Bigg|_{\frac{du}{dt}=0}, \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

где $[\bar{e}^{(1)}, \bar{v}^{(1)}_r, \bar{\omega}^{(12)}]$ — ориентированный объем параллелепипеда; $\bar{e}^{(1)}$ — орт нормали к огибаемой поверхности Σ_1; $\bar{\omega}^{(12)} = \bar{\omega}^{(1)} - \bar{\omega}^{(2)}$ — вектор угловой скорости в относительном движении ($\bar{\omega}^{(1)}$, $\bar{\omega}^{(2)}$ — векторы угловых скоростей плоского колеса и цилиндрической шестерни).

Введем в рассмотрение следующие системы координат: $S_k(X_k, Y_k, Z_k)$ — система координат, в которой за-

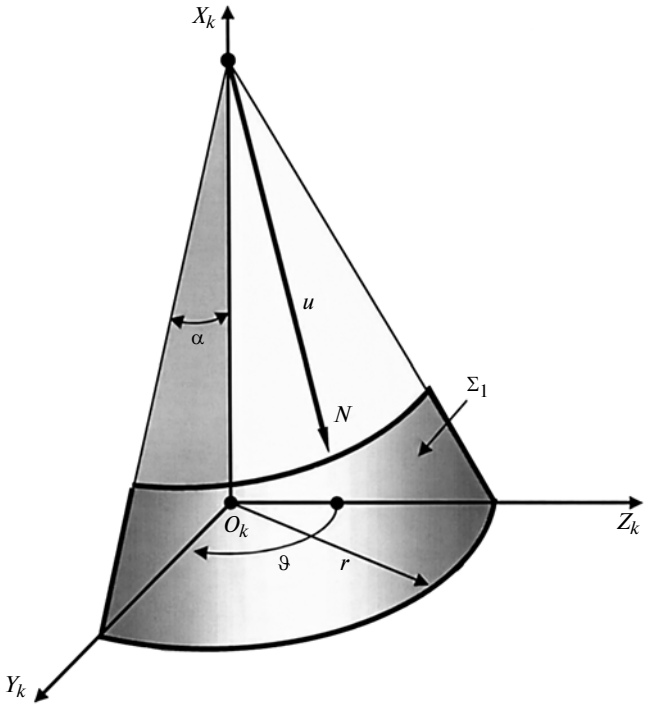


Рис. 3. Огибаемая поверхность Σ_1 в системе координат $S_k(X_k, Y_k, Z_k)$

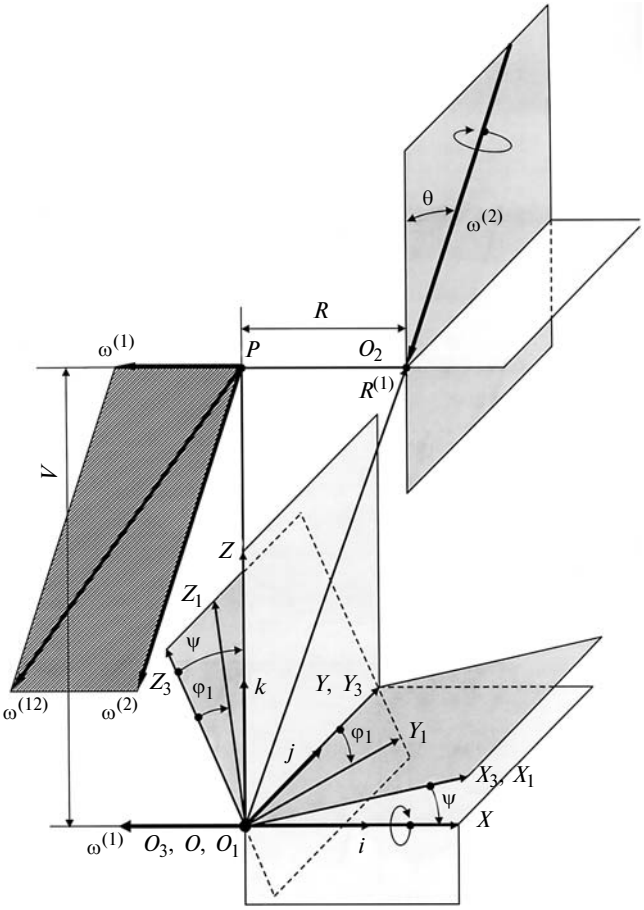


Рис. 4. План скоростей

дается радиус-вектор $\bar{r}_k = \bar{r}_k(u, \vartheta)$ огибаемой поверхности Σ_1 в сферических координатах (рис. 3); $S_1(X_1, Y_1, Z_1)$, $S_3(X_3, Y_3, Z_3)$, $S(X, Y, Z)$ — подвижная, вспомогательная и неподвижная системы координат, принадлежащие плоскому колесу *1* (см. рис. 1, 4).

Огибаемая поверхность Σ_1 в системе $S(X, Y, Z)$ определится уравнением $\bar{r}^{(1)} = \bar{r}^{(1)}(u, \vartheta, \varphi_1)$:

$$\bar{r}^{(1)} = [r\,\mathrm{ctg}\alpha\cos\psi - u\cos\alpha\cos\psi + u\sin\alpha\sin\psi\cos(\vartheta - q + \varphi_1) - h\sin\psi\cos(q - \varphi_1)]\bar{i} + [u\sin\alpha\sin(\vartheta - q + \varphi_1) - h\sin(q - \varphi_1)]\bar{j} + [r\,\mathrm{ctg}\alpha\sin\psi + u\cos\alpha\sin\psi + u\sin\alpha\cos\psi\cos(\vartheta - q + \varphi_1) + h\cos\psi\cos(q - \varphi_1)]\bar{k}, \quad (3)$$

где α — угол при вершине конуса (угол зацепления); r — радиус окружности конуса в сечении плоскостью $x_1 = 0$; u, ϑ — параметры, определяющие криволинейные координаты точки N поверхности Σ_1 в системе $S_k(X_k, Y_k, Z_k)$; h, q — параметры, определяющие положение поверхности Σ_1 в системе $S_1(X_1, Y_1, Z_1)$; φ_1 — угол (параметр движения), определяющий поверхность Σ_1 в системе $S_3(X_3, Y_3, Z_3)$; ψ — угол (параметр сопряжения), определяющий поверхность Σ_1 в системе $S(X, Y, Z)$ (см. рис. 1, 3, 4).

Орт нормали к поверхности Σ_1 в системе $S(X, Y, Z)$ определится уравнением $\bar{e}^{(1)} = \bar{e}^{(1)}(u, \vartheta, \varphi_1)$:

$$\bar{e}^{(1)} = [\sin\alpha\cos\psi + \cos\alpha\sin\psi\cos(\vartheta - q + \varphi_1)]\bar{i} + [\cos\alpha\sin(\vartheta - q + \varphi_1)]\bar{j} + [-\sin\alpha\sin\psi + \cos\alpha\cos\psi\cos(\vartheta - q + \varphi_1)]\bar{k}. \quad (4)$$

Уравнение зацепления боковых поверхностей Σ_1 и Σ_2 в системе координат $S(X, Y, Z)$ определим кинематическим способом:

$$e_x^{(1)} v_x^{(12)} + e_y^{(1)} v_y^{(12)} + e_z^{(1)} v_z^{(12)} = 0, \quad (5)$$

где $\bar{v}^{(12)}$ — скорость относительного движения точки, связанной с поверхностями Σ_1 и Σ_2.

Плоское колесо вращается с угловой скоростью $\bar{\omega}^{(1)}$ вокруг оси X, соответственно цилиндрическая шестерня вращается с угловой скоростью $\bar{\omega}^{(2)}$. Скорость $\bar{v}^{(12)}$ определится уравнением

$$\bar{v}^{(12)} = \bar{v}^{(1)} - \bar{v}^{(2)} = (\bar{\omega}^{(1)} - \bar{\omega}^{(2)}) \times \bar{r}^{(1)} - \bar{R}^{(1)} \times \bar{\omega}^{(2)}, \quad (6)$$

где $\bar{r}^{(1)}$ — радиус-вектор точки контакта; $\bar{R}^{(1)}$ — радиус-вектор, проведенный в точку линии действия вектора $\bar{\omega}^{(2)}$ (см. рис. 4).

Определим проекции $\bar{v}^{(12)}$, приняв во внимание, что:

$$\begin{cases} \bar{\omega}^{(1)} = -\omega_1 \bar{i}\,; \quad \bar{\omega}^{(2)} = -\omega_2 \sin\theta \bar{j} - \omega_2 \cos\theta \bar{k}\,; \\ |\omega_1| = d\varphi_1/dt; \\ \bar{\omega}^{(12)} = -\omega_1 \bar{i} + \omega_2 \sin\theta \bar{j} + \omega_2 \cos\theta) \bar{k}\,; \\ \bar{R}^{(1)} = R\bar{i} + V\bar{k}\,; \\ \omega_2/\omega_1 = \varphi_2/\varphi_1 = i. \end{cases} \tag{7}$$

Тогда на основании выражений (6), (7) запишем:

$$\bar{v}^{(12)} = \bar{v}^{(1)} - \bar{v}^{(2)} = (-\omega_2 Y\cos\theta + \omega_2 Z\sin\theta - \\ - \omega_2 V\sin\theta)\bar{i} + (\omega_2 X\cos\theta + \omega_1 Z - \omega_2 R\cos\theta)\bar{j} + \\ + (-\omega_2 X\sin\theta - \omega_1 Y + \omega_2 R\sin\theta)\bar{k}.$$

Для определения истинных значений проекций скорости относительного движения правую часть полученного выражения поделим на величину ω_1 угловой скорости плоского колеса. Решая его совместно с уравнением (4), получим составляющие уравнения (5) $e_x^{(1)} v_x^{(12)}$, $e_y^{(1)} v_y^{(12)}$, $e_z^{(1)} v_z^{(12)}$, содержащие координаты X, Y, Z. В итоге на основании формул (3) и (5) получим уравнение связи (уравнение зацепления) между параметрами u, ϑ, φ_1:

$$(r\,\mathrm{ctg}\alpha\cos\alpha - u)[\sin(\vartheta - q + \varphi_1)(i\cos\psi\cos\theta - \sin\psi) - \\ - i\cos(\vartheta - q + \varphi_1)\sin\theta] + h\cos\alpha[\cos(\vartheta - q + \varphi_1) \times \\ \times \sin(q - \varphi_1) + \sin(\vartheta - q + \varphi_1)\cos(q - \varphi_1)] \times \\ \times (\cos\psi + i\sin\psi\cos\theta) + h\sin\alpha\sin(q - \varphi_1)(i\cos\psi\cos\theta - \\ - \sin\psi) + ih\sin\alpha\cos(q - \varphi_1)\sin\theta + iR\cos\alpha\cos\psi \times \\ \times \cos(\vartheta - q + \varphi_1)\sin\theta - iR\cos\alpha\sin(\vartheta - q + \varphi_1)\cos\theta + \\ + iR\sin\alpha\sin\psi\sin\theta - iV\cos\alpha\sin\psi\cos(\vartheta - q + \varphi_1)\sin\theta - \\ - iV\sin\alpha\cos\psi\sin\theta = 0.$$

Уравнение зацепления представим в виде функции $F(u, \vartheta, \varphi_1) = 0$ и запишем через дифференциалы:

$$\frac{\partial F}{\partial u}\frac{du}{dt} + \frac{\partial F}{\partial \vartheta}\frac{d\vartheta}{dt} + \frac{\partial F}{\partial \varphi_1}\frac{d\varphi_1}{dt} = 0.$$

Для нахождения связи между производными du/dt, $d\vartheta/dt$, $d\varphi_1/dt$ продифференцируем уравнение зацепления. В результате получим:

$$[\sin(\vartheta - q + \varphi_1)(-i\cos\psi\cos\theta + \sin\psi) + \\ + i\cos(\vartheta - q + \varphi_1)\sin\theta]\left[\frac{du}{dt}\right] + (r\,\mathrm{ctg}\alpha\cos\alpha - u) \times \\ \times [\cos(\vartheta - q + \varphi_1)(i\cos\psi\cos\theta - \sin\psi) + \\ + i\sin(\vartheta - q + \varphi_1)\sin\theta]\left[\frac{d\vartheta}{dt} + \frac{d\varphi_1}{dt}\right] + \\ + iR\cos\alpha[\cos\psi\sin(\vartheta - q + \varphi_1)\sin\theta + \\ + \cos(\vartheta - q + \varphi_1)\cos\theta]\left[\frac{d\vartheta}{dt} + \frac{d\varphi_1}{dt}\right] - \\ - iV\cos\alpha\sin\psi\sin(\vartheta - q + \varphi_1)\sin\theta\left[\frac{d\vartheta}{dt} + \frac{d\varphi_1}{dt}\right] + \\ + h\cos\alpha[\cos(\vartheta - q + \varphi_1)\cos(q - \varphi_1) - \sin(\vartheta - q + \varphi_1) \times \\ \times \sin(q - \varphi_1)](\cos\psi + i\sin\psi\cos\theta)\left[\frac{d\vartheta}{dt}\right] + \\ + h\sin\alpha[i\sin(q - \varphi_1)\sin\theta + \cos(q - \varphi_1)(-i\cos\psi\cos\theta + \\ + \sin\psi)]\left[\frac{d\varphi_1}{dt}\right] = 0. \tag{8}$$

Приведем выражения для параметров $\bar{v}_r^{(1)}$, $\dot{\bar{e}}_r^{(1)}$. Огибаемая поверхность Σ_1 и орт $\bar{e}^{(1)}$ нормали записаны в неподвижной системе координат $S(X, Y, Z)$ следующими уравнениями: $\bar{e}^{(1)} = \bar{e}^{(1)}(u, \vartheta, \varphi_1)$; $\bar{r}^{(1)} = \bar{r}^{(1)}(u, \vartheta, \varphi_1)$. Продифференцируем уравнения, приняв $\varphi_1 = \mathrm{const}$, так как определяются параметры движения точки и конца орта нормали в относительном движении, по поверхности Σ_1. В результате получим выражения общего вида:

$$\bar{v}_r^{(1)} = \frac{\partial \bar{r}^{(1)}}{\partial u}\frac{du}{dt} + \frac{\partial \bar{r}^{(1)}}{\partial \vartheta}\frac{d\vartheta}{dt}\,;$$

$$\dot{\bar{e}}_r^{(1)} = \frac{\partial \bar{e}^{(1)}}{\partial u}\frac{du}{dt} + \frac{\partial \bar{e}^{(1)}}{\partial \vartheta}\frac{d\vartheta}{dt}.$$

В результате дифференцирования и преобразований уравнений (3) и (4) определим $\bar{v}_r^{(1)}$ и $\dot{\bar{e}}_r^{(1)}$, записав через дифференциалы:

$$\bar{v}_r^{(1)} = \left\{[-\cos\alpha\cos\psi + \sin\alpha\sin\psi\cos(\vartheta - q + \varphi_1)]\frac{du}{dt} - \right. \\ \left. - u\sin\alpha\sin\psi\sin(\vartheta - q + \varphi_1)\frac{d\vartheta}{dt}\right\}\bar{i} + \left\{\sin\alpha\sin(\vartheta - q + \right. \\ \left. + \varphi_1)\frac{du}{dt} + u\sin\alpha\cos(\vartheta - q + \varphi_1)\frac{d\vartheta}{dt}\right\}\bar{j} + \\ + \left\{[\cos\alpha\sin\psi + \sin\alpha\cos\psi\cos(\vartheta - q + \varphi_1)]\frac{du}{dt} - \right. \\ \left. - u\sin\alpha\cos\psi\sin(\vartheta - q + \varphi_1)\frac{d\vartheta}{dt}\right\}\bar{k}\,; \tag{9}$$

$$\dot{\bar{e}}_r^{(1)} = \left[\cos\alpha\sin\psi\sin(\vartheta - q + \varphi_1)\frac{d\vartheta}{dt}\right]\bar{i} + \\ + \left[\cos\alpha\cos(\vartheta - q + \varphi_1)\frac{d\vartheta}{dt}\right]\bar{j} + \\ + \left[-\cos\alpha\cos\psi\sin(\vartheta - q + \varphi_1)\frac{d\vartheta}{dt}\right]\bar{k}. \tag{10}$$

На основании зависимостей (1) и (2) определим главные кривизны (направления) огибаемой поверхности Σ_1 и кривизны огибающей поверхности Σ_2 для точки контакта, принадлежащей оси зацепления, при двух направлениях перемещения контактной точки, определяемых соответственно условиями: а) $du/dt = 0$ — продольное сечение поверхностей; б) $d\vartheta/dt = 0$ — поперечное сечение поверхностей.

Точка P с координатами (0; 0; V) в системе S принадлежит оси Z, являющейся мгновенной осью вращения огибаемой Σ_1 и огибающей Σ_2 поверхностей при передаточном отношении $i = \omega_2/\omega_1 = \varphi_2/\varphi_1 = \text{const}$. В силу этого P является точкой контакта поверхностей Σ_1 и Σ_2. Согласно уравнениям (1) и построениям на рис. 1 и 3 в точке P имеем:

$$u = r/\sin\alpha;\ \ \varphi_1 = 0;\ \ \vartheta - q + \varphi_1 = 90 + \beta;$$
$$V = h\cos q - r\sin\beta. \qquad (11)$$

Рассмотрим случай, когда направление перемещения контактной точки по поверхности Σ_1 определяется условием $du/dt = 0$ (продольное сечение).

Преобразуем выражения (9) и (10) с учетом формул (11):

$$\bar{v}_r^{(1)}\Big|_{\frac{du}{dt}=0} = \left[-r\cos\beta\sin\psi\frac{d\vartheta}{dt}\right]\bar{i} + \left[-r\sin\beta\frac{d\vartheta}{dt}\right]\bar{j} + \left[-r\cos\beta\cos\psi\frac{d\vartheta}{dt}\right]\bar{k}; \qquad (12)$$

$$\dot{\bar{e}}_r^{(1)}\Big|_{\frac{du}{dt}=0} = \left[\cos\alpha\cos\beta\sin\psi\frac{d\vartheta}{dt}\right]\bar{i} + \left[-\cos\alpha\sin\beta\frac{d\vartheta}{dt}\right]\bar{j} + \left[-\cos\alpha\cos\beta\cos\psi\frac{d\vartheta}{dt}\right]\bar{k}. \qquad (13)$$

Определим функцию $[\bar{e}^{(1)}, \bar{v}_r^{(1)}, \bar{\omega}^{(12)}]$ и квадрат скорости перемещения точки $\bar{v}_r^{(1)}$, используя соотношения (4), (7) и (12):

$$[\bar{e}^{(1)}, \bar{v}_r^{(1)}, \bar{\omega}^{(12)}]\Big|_{\frac{du}{dt}=0} = -r\omega_2\sin\alpha\sin\beta\cos\psi\cos\theta\frac{d\vartheta}{dt} + r\omega_2\sin\alpha\cos\beta\sin\theta\frac{d\vartheta}{dt} + r\omega_2\cos\alpha\sin\psi\cos\theta\frac{d\vartheta}{dt} + r\omega_1\cos\alpha\cos\psi\frac{d\vartheta}{dt} + r\omega_1\sin\alpha\sin\beta\sin\psi\frac{d\vartheta}{dt}; \qquad (14)$$

$$(\bar{v}_r^{(1)})^2\Big|_{\frac{du}{dt}=0} = r^2\left(\frac{d\vartheta}{dt}\right)^2. \qquad (15)$$

Используя выражения (11), приняв во внимание, что $d\varphi_1/dt = 1$ рад/с, и полагая $r \to \infty$ (соответственно кривизна поверхности Σ_1 $\rho \to 0$), определим $d\vartheta/dt$ из уравнения (8):

$$\frac{d\vartheta}{dt} \cong \frac{-V\sin\alpha(\sin\psi - i\cos\psi\cos\theta) - iV\cos\alpha\cos\beta\sin\psi\sin\theta - iR\cos\alpha\sin\beta\cos\theta + iR\cos\alpha\cos\beta\cos\psi\sin\theta}{r[-\sin\alpha\sin\beta(\sin\psi - i\cos\psi\cos\theta) - i\sin\alpha\cos\beta\sin\theta] - r\cos\alpha(\cos\psi + i\sin\psi\cos\theta)}. \qquad (16)$$

Главное направление, проведенное через поверхность Σ_1 в сечении II (продольное сечение зуба), определяется подстановкой в формулу (1) выражений (12) и (13):

$$\rho_{II}^{(1)} = -\cos\alpha/r; \qquad (17)$$

так как $r \to \infty$, то $\rho_{II}^{(1)} \simeq 0$.

Главная кривизна огибающей поверхности Σ_2 в сечении II определяется подстановкой выражений (14)—(17) во вторую формулу системы уравнений (2) с учетом того, что $\omega_1 = 1$ рад/с. В итоге получаем:

$$\rho_{II}^{(2)} \cong \frac{(\sin\alpha\sin\beta[\sin\psi - i\cos\psi\cos\theta] + i\sin\alpha\cos\beta\sin\theta + \cos\alpha[\cos\psi + i\sin\psi\cos\theta])^2}{-V\sin\alpha[\sin\psi - i\cos\psi\cos\theta] - iV\cos\alpha\cos\beta\sin\psi\sin\theta - iR\cos\alpha\sin\beta\cos\theta + iR\cos\alpha\cos\beta\cos\psi\sin\theta}. \qquad (18)$$

Аналогично рассматривается случай, когда направление перемещения контактной точки по поверхности Σ_1 определяется условием $d\vartheta/dt = 0$ (поперечное сечение).

Преобразуем выражения (9) и (10) с учетом формул (11):

$$\bar{v}_r^{(1)}\Big|_{\frac{d\vartheta}{dt}=0} = \left[(-\cos\alpha\cos\psi - \sin\alpha\sin\beta\sin\psi)\frac{du}{dt}\right]\bar{i} + \left[\sin\alpha\cos\beta\frac{du}{dt}\right]\bar{j} + \left[(\cos\alpha\sin\psi - \sin\alpha\sin\beta\cos\psi)\frac{du}{dt}\right]\bar{k}; \qquad (19)$$

$$\dot{\bar{e}}_r^{(1)}\Big|_{\frac{d\vartheta}{dt}=0} = 0. \qquad (20)$$

Определим функцию $[\bar{e}^{(1)}, \bar{v}_r^{(1)}, \bar{\omega}^{(12)}]$ и квадрат скорости $\bar{v}_r^{(1)}$ перемещения точки, используя соотношения (4), (7) и (19):

$$[\bar{e}^{(1)}, \bar{v}_r^{(1)}, \bar{\omega}^{(12)}]\Big|_{\frac{d\vartheta}{dt}=0} = \omega_2\cos\beta\cos\psi\cos\theta\frac{du}{dt} + \omega_2\sin\beta\sin\theta\frac{du}{dt} + \omega_1\cos\beta\sin\psi\frac{du}{dt}; \qquad (21)$$

$$(\bar{v}_r^{(1)})^2\Big|_{\frac{d\vartheta}{dt}=0} = \left(\frac{du}{dt}\right)^2. \qquad (22)$$

Используя формулы (11), определим du/dt из уравнения (8), приняв во внимание, что $d\varphi_1/dt = 1$ рад/с:

$$\frac{du}{dt} = \frac{-V\sin\alpha(\sin\psi - i\cos\psi\cos\theta) - iV\cos\alpha\cos\beta\sin\psi\sin\theta - iR\cos\alpha\sin\beta\cos\theta + iR\cos\alpha\cos\beta\cos\psi\sin\theta}{\cos\beta(\sin\psi - i\cos\psi\cos\theta) - i\sin\beta\sin\theta}. \qquad (23)$$

Главное направление, проведенное через поверхность Σ_1 в сечении I (поперечное сечение), определяется подстановкой в формулу (1) выражений (19) и (20):

$$\rho_I^{(1)} = 0. \qquad (24)$$

Главная кривизна поверхности Σ_2 в сечении I определяется подстановкой выражений (21)—(24) в первую формулу системы уравнений (2) с учетом того, что $\omega_1 = 1$ рад/с:

$$\rho_I^{(2)} = \frac{[-i\sin\beta\sin\theta + \cos\beta(\sin\psi - i\cos\psi\cos\theta)]^2}{-V\sin\alpha(\sin\psi - i\cos\psi\cos\theta) - iV\cos\alpha\cos\beta\sin\psi\sin\theta - iR\cos\alpha\sin\beta\cos\theta + iR\cos\alpha\cos\beta\cos\psi\sin\theta}. \quad (25)$$

Выражения (18) и (25) действительны для определения главных кривизн огибающей поверхности Σ_2' зубьев цилиндрической шестерни (см. рис. 2) при правостороннем вращении плоского колеса.

Аналогично изложенному алгоритму определения кривизны, определяются зависимости главной кривизны огибающих поверхностей Σ_2'' (см. рис. 2) при левостороннем вращении плоского колеса. В итоге имеем:

$$\left.\begin{aligned} \rho_I^{(2)} &= \frac{[i\sin\beta\sin\theta + \cos\beta(\sin\psi + i\cos\psi\cos\theta)]^2}{V\sin\alpha(\sin\psi + i\cos\psi\cos\theta) - iV\cos\alpha\cos\beta\sin\psi\sin\theta + iR\cos\alpha\sin\beta\cos\theta + iR\cos\alpha\cos\beta\cos\psi\sin\theta}; \\ \rho_{II}^{(2)} &\cong \frac{[\sin\alpha\sin\beta(\sin\psi + i\cos\psi\cos\theta) - i\sin\alpha\cos\beta\sin\theta + \cos\alpha(\cos\psi - i\sin\psi\cos\theta)]^2}{V\sin\alpha[\sin\psi + i\cos\psi\cos\theta] - iV\cos\alpha\cos\beta\sin\psi\sin\theta + iR\cos\alpha\sin\beta\cos\theta + iR\cos\alpha\cos\beta\cos\psi\sin\theta}. \end{aligned}\right\} \quad (26)$$

Для удобства дальнейшего использования выражений, содержащихся в системе (1), целесообразно ввести следующие обозначения: $\rho_{11} = \rho_I^{(1)}$, $\rho_{12} \cong \rho_{II}^{(1)}$ — кривизны огибаемой поверхности Σ_1; $\rho_{21} = \rho_I^{(2)}$, $\rho_{22} \cong \rho_{II}^{(2)}$ — кривизны огибающей поверхности Σ_2.

Главные переменные кривизны поверхностей общего случая контакта тел. В зависимости от угла поворота $\varphi_{1i} = \varphi_{2i}/i$ в точке P общего случая контакта огибаемой Σ_1 и огибающей Σ_2 поверхностей изменяются параметры, определяющие поверхность зацепления Σ во всех точках контакта, принадлежащих мгновенной оси вращения. Следовательно, изменяются и кривизны в сечениях, проведенных через главные направления поверхности Σ зацепления в зависимости от угла поворота механизма. В процессе зацепления появляются площадки в определенный момент времени во всех точках рабочей линии, образуя так называемые пятна контакта, имеющие форму эллипса с центром P, которые лежат на контактных линиях. Так как точка P перемещается по оси Z, образуется рабочая линия, под которой понимается совокупность тех точек (площадок) на поверхности Σ_1 (рис. 5), в которых поверхность Σ_1 касается сопряженной поверхности Σ_2. Установим соотношения переменной кривизны от параметров, определяющих ее, в зависимости от $\varphi_{1i} = \varphi_{2i}/i$, $i \in (0, 1, 2, ..., n)$, и торцевых сечений $j \in (0, 1, 2, ..., m)$:

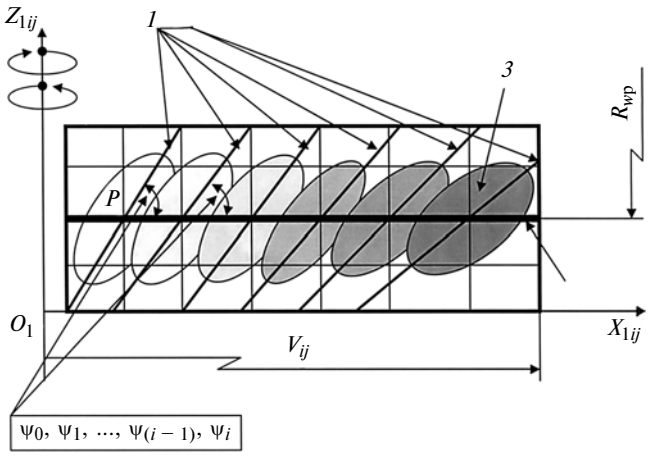


Рис. 5. Схема расположения площадок на огибаемой поверхности общего случая контакта:
1 — контактные линии; *2* — активная рабочая линия; *3* — мгновенная площадка контакта

$$\rho_{21_{ij}} = \rho_{21_{ij}}(\alpha, \beta_i, \psi_i, V_{ij}, R_p, i),$$
$$\rho_{22_{ij}} \cong \rho_{22_{ij}}(\alpha, \beta_i, \psi_i, V_{ij}, R_p, i).$$

Для определения главных переменных кривизн огибающих поверхностей Σ_2', Σ_2'' (см. рис. 2) зубьев цилиндрической шестерни и огибаемых поверхностей зубьев плоского колеса используются зависимости (17), (18), (24)—(26) с учетом $\beta_i = B_i$:

$$\left.\begin{aligned} \rho_{21_{ij}} &= \frac{[\mp i\sin B_i\sin\theta + \cos B_i(\sin\psi_i \mp i\cos\psi_i\cos\theta)]^2}{\mp V_{ij}\sin\alpha(\sin\psi_i \mp i\cos\psi_i\cos\theta) - iV_{ij}\cos\alpha\cos B_i\sin\psi_i\sin\theta \mp iR_p\cos\alpha\sin B_i\cos\theta \pm iR_p\cos\alpha\cos B_i\cos\psi_i\sin\theta}; \\ \rho_{22_{ij}} &\cong \frac{[\sin\alpha\sin B_i(\sin\psi_i \mp i\cos\psi_i\cos\theta) \pm i\sin\alpha\cos B_i\sin\theta + \cos\alpha(\cos\psi_i \pm -i\sin\psi_i\cos\theta)]^2}{\mp V_{ij}\sin\alpha[\sin\psi_i \mp i\cos\psi_i\cos\theta] - iV_{ij}\cos\alpha\cos B_i\sin\psi_i\sin\theta \mp iR_p\cos\alpha\sin B_i\cos\theta \pm iR_p\cos\alpha\cos B_i\cos\psi_i\sin\theta}; \\ \rho_{11_{ij}} &= \rho_{12_{ij}} = 0. \end{aligned}\right\} \quad (27)$$

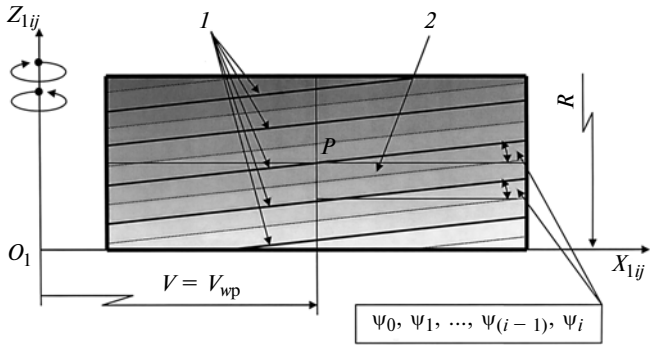


Рис. 6. Схема расположения площадок на огибаемых поверхностях при линейном контакте поверхностей:
1 — контактные линии; *2* — мгновенная площадка контакта

В формулах (27) верхние знаки используются для определения главных кривизн поверхностей Σ_2' зубьев цилиндрической шестерни при правостороннем вращении подвижной системы координат $S_1(X_{1ij}, Y_{1ij}, Z_{1ij})$ плоского колеса, а нижние — соответственно для определения главных кривизн поверхностей Σ_2'' зубьев цилиндрической шестерни при левостороннем вращении.

Главные переменные кривизны поверхностей линейного случая контакта тел. В зависимости от угла поворота $\varphi_{1i} = \varphi_{2i}/i$ при линейном случае контакта огибаемой Σ_1 и огибающей Σ_2 поверхностей изменяются параметры, определяющие поверхность Σ зацепления по контактным линиям, принадлежащие мгновенной оси вращения. В случае линейного контакта поверхностей контактные линии являются силовыми линиями. В свою очередь силовые линии совпадают с мгновенной осью вращения в соответствующий момент времени. Следовательно, изменяются и кривизны в сечениях, проведенных через главные направления поверхности Σ зацепления в зависимости от угла поворота механизма. В процессе зацепления появляются площадки, имеющие форму линии, образуя линию контакта с центром P (рис. 6). Так как линия с центром P перемещается по оси X, образуется рабочая поверхность, под которой понимается совокупность силовых линий на поверхности Σ_1, в которых поверхность Σ_1 касается сопряженной поверхности Σ_2. Установим соотношения переменной кривизны от параметров, определяющих ее, в зависимости от $\varphi_{1i} = \varphi_{2i}/i$, $i \in (0, 1, ..., n)$:

$$\rho_{21_i} = \rho_{21_i}(\alpha, \beta_i, \psi_i, V_{wp}, R, i).$$

Для определения главных переменных кривизн огибающих поверхностей Σ_2' и Σ_2'' (см. рис. 2) зубьев цилиндрической шестерни и огибаемых поверхностей зубьев плоского колеса используются зависимости (25) и (26) с учетом $\beta_i = B_i$:

$$\left.\begin{aligned} \rho_{21_i} &= \frac{[\mp(i\sin B_i\sin\theta + \cos B_i)\sin\psi_i \mp i\cos\psi_i\cos\theta]^2}{\mp V\sin\alpha(\sin\psi_i \mp i\cos\psi_i\cos\theta) - iV\cos\alpha\cos B_i\sin\psi_i\sin\theta \mp iR\cos\alpha\sin B_i\cos\theta \pm iR\cos\alpha\cos B_i\cos\psi_i\sin\theta}; \\ \rho_{11_i} &= 0. \end{aligned}\right\} \quad (28)$$

В формулах (28) верхние знаки используются для определения главных кривизн поверхностей Σ_2' зубьев цилиндрической шестерни при правостороннем вращении подвижной системы координат $S_1(X_{1ij}, Y_{1ij}, Z_{1ij})$ плоского колеса, а нижние — соответственно для определения главных кривизн поверхностей Σ_2'' зубьев цилиндрической шестерни при левостороннем вращении. Размер b_i полуоси, определяющий локальные контакт-

Таблица 1

Геометрические и механические характеристики передачи

Угол профиля зуба плоского колеса α	20°
Внешний радиус цилиндрической шестерни R, мм	40
Ширина цилиндрической шестерни Q, мм	20
Межосевое расстояние $V = V_{wp}$, мм	430,75
Гипоидное смещение b, мм	94,5
Тангенциальный угол $\theta = \arcsin(b/V)$	12,67°
Число зубьев цилиндрической шестерни z_2	18
Число зубьев плоского колеса z_1	216
Передаточное отношение i	12
Модуль упругости материалов $E = E_1 = E_2$, Н/мм^2	215 000
Коэффициент Пуассона $\mu = \mu_1 = \mu_2$	0,3
Коэффициенты Кирхгофа $\vartheta_1 = \vartheta_2 = 4(1 - \mu^2)/E_{1,2}$, мм^2/Н	0,00001693023256
Сжимающая сила P, Н	25 000

Таблица 2

Параметры сопряжения гипоидной плоскоцилиндрической передачи

β_{1p}	β_{2p}	B_{1p}	B_{2p}	ψ_{1p}	ψ_{2p}	l_{1p}	l_{2p}
градус						мм	
2,396	0,785	10,277	13,458	8,295	0,405	20,211	20,0005

Таблица 3

Вращение плоского колеса	ρ_{11p}	ρ_{21p}	b_{ip}	l_p
	1/мм		мм	
Правостороннее	0	0,076042081	0,418712607	20,2114274
Левостороннее	0	0,092539041	0,379560087	20,0005007

ные площадки линейного случая контакта поверхностей в глобальной системе координат [6], вычисляют по формуле

$$b_i = \sqrt{\frac{P(\vartheta_1 + \vartheta_2)}{\pi l_i(\rho_{11_i} + \rho_{22_i})}}, \qquad (29)$$

где l_i — длина рабочей части контактной линии; $\vartheta_1 = \frac{4}{E_1}(1 - \mu^2)$, $\vartheta_2 = \frac{4}{E_2}(1 - \mu^2)$ — коэффициенты эластичности Кирхгофа, характеризующие упругие свойства материала тел; μ — коэффициент Пуассона; E_1, E_2 — модули упругостей материалов; P — сжимающая нагрузка.

Пример расчета. В качестве примера определения кривизны поверхностей и размеров контактной площадки рассмотрим гипоидную плоскоцилиндрическую передачу, имеющую линейный контакт. В табл. 1 приведены геометрические и механические характеристики передачи.

Передача состоит из плоского колеса с тангенциальными (косыми) зубьями и равноширокими впадинами, образованными плоскостями, и сопряженной с ним цилиндрической шестерни, имеющей в продольном сечении форму зубьев, представленную на рис. 2.

Длина l_i контактных линий и параметры β_i, ψ_i, B_i сопряжения поверхностей в расчетной точке, которые приведены в табл. 2, определяются по формулам работы [2]. Так как передача имеет линейный контакт, то кривизны ρ_{21_i}, ρ_{11_i} поверхностей зубьев цилиндрической шестерни и плоского колеса и размер b_i полуоси контактной площадки определяются по формулам (28), (29). Результаты сведены в табл. 3.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Подгаевский О. Л., Жужжалкин Г. В.** Учет параметров сопряжения при оценке изнашивания активных поверхностей плоскоцилиндрической передачи // Трение и износ. 2003. Т. 24. № 3. С. 266—278.
2. **Подгаевский О. Л.** Теория проектирования и расчет гипоидной плоскоцилиндрической передачи с применением функций неявного вида (базовое звено — плоское колесо) // Вестник машиностроения. 2006. № 9. С. 3—11.
3. **Литвин Ф. Л.** Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука, 1968. 584 с.
4. **Рашевский П. К.** Курс дифференциальной геометрии. М.: Гостехиздат, 1956.
5. **Подгаевский О. Л.** Векторный способ определения кривизны взаимоогибаемых поверхностей зубьев при однопараметрическом огибании // Изв. ТулГУ. Сер. "Дифференциальные уравнения и прикладные задачи". Тула: ТулГУ. 2004. Вып. 1. С. 160—166.
6. **Пинегин С. В.** Контактная прочность и сопротивление качению. М.: Машиностроение, 1969. 243 с.

УДК 621.833:620.191

Р. М. ИГНАТИЩЕВ, д-р техн. наук, Ю. В. МАШИН (Белорусско-Российский университет, г. Могилев)

Эвольвентные цилиндрические передачи. Оценка ожидаемого времени наработки до появления питтинга

В статье авторы продолжают раскрывать тему, поднятую в работах [1]—[4].

Скорость возрастания v_0 приведенной кривизны, соответствующей зонам перехода ножек зубьев в головки, определенная как статистическая величина по результатам многократно обобщавшихся результатов лабораторных и контролируемых эксплуатационных испытаний, определяется зависимостью [2]

$$v_0 = 1/N_0 + 0{,}25 \cdot 10^{-7},$$

где N_0 — базовое число циклов напряжений поверхности до появления на ней питтинга.

В основном эксплуатация зубчатых пар происходит без особого контроля за соблюдением всех технических условий и содержит большое число случаев негативных отклонений. Поэтому скорость возрастания v приведенной кривизны для рядовых зубчатых пар больше v_0: $v = \lambda v_0$, $\lambda > 1$.

До получения более обоснованных данных примем $\lambda = 1{,}2$.

Тогда

$$v = 1{,}2/N_0 + 0{,}3 \cdot 10^{-7}. \qquad (1)$$

По ГОСТ 21354—87 базовое число циклов N_0 напряжений) вычисляется по формуле (в работе [5], табл. 11, подраздел 3.1) $N_0 = 30\,HB^{2,4} \leqslant 12 \cdot 10^7$.

Тогда уравнение (1) примет вид:

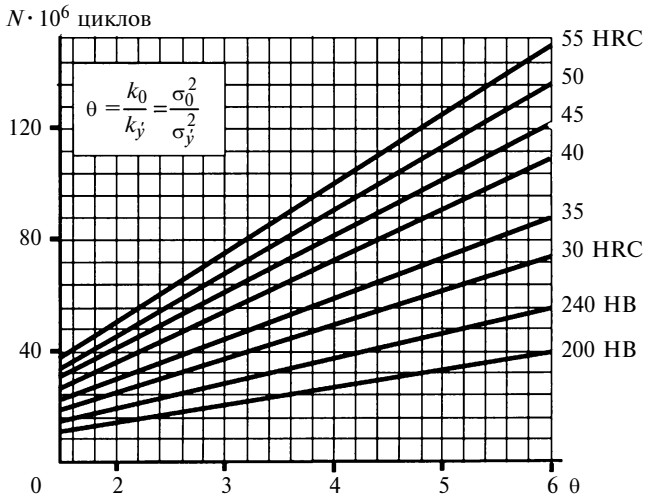
$$v = 1/(25\,HB^{2,4}) + 0{,}3 \cdot 10^{-7}. \qquad (2)$$

При нормальной эксплуатации эвольвентной цилиндрической передачи приведенная кривизна монотонно возрастает [2].

Коэффициент возрастания θ и скорость возрастания v приведенной кривизны находятся из уравнений:

$$\theta = k_0/k_{y'} = \sigma_0^2/\sigma_{y'}^2, \quad v = \theta/N,$$

где k_0 — приведенная кривизна, при которой соответствующее полюсу зацепления контактное напряжение достигает предела выносливости σ_0; $k_{y'}$ — приведенная



кривизна в полюсе зацепления в начале эксплуатации передачи; $\sigma_{y'}$ — контактное напряжение.

Тогда из уравнения (2) получим:

$$N = \frac{\theta}{1/(25HB^{2,4}) + 0,3 \cdot 10^{-7}}.$$

На рисунке представлены графики для определения эвольвентного числа циклов напряжений (N) до начала зарождения в опасных по питтингу зонах усталостных трещин, в зависимости от коэффициента (θ) возрастания приведенной кривизны и твердости поверхности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Игнатищев Р. М.** О неиспользуемых существенных резервах повышения долговечности, надежности и точности проектирования зубчатых передач // Вестник машиностроения. 2004. № 4. С. 30—32.
2. **Игнатищев Р. М.** Зубчатые передачи. Питтинг. Формулы для ориентировочной оценки уровня повышения приведенных кривизн // Вестник машиностроения. 2005. № 9. С. 59, 60.
3. **Игнатищев Р. М., Машин Ю. В.** Зубчатые передачи, питтинг. Приборно-техническое обеспечение эксплуатационного метода повышения надежности и долговечности // Вестник машиностроения. 2005. № 11. С. 13—15.
4. **Игнатищев Р. М., Машин Ю. В.** Зубчатые передачи. Как предсказывать и упреждать питтинг: Инженеру-механику. Могилев: УПКП "МОУТ" (з. 5508), 2004. 68 с.
5. **ГОСТ 21354—87 (СТ СЭВ 5744—86)**. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. М.: Изд-во стандартов.

УДК 62-192:519.216

Б. Н. ПОЛЯКОВ, д-р техн. наук (США)

Методика оценки срока службы деталей с использованием теорий случайных величин и случайных процессов и ее применение

Предлагается расчетно-экспериментальная методология оценки на стадии проектирования случайной долговечности (ресурса) при усталостном разрушении конструкций, сформированная на основе корректного применения математических методов теории случайных величин и теории выбросов, учитывающая особенности статистических характеристик случайной кривой усталости и нагруженности в форме корреляционной функции, что позволяет отказаться от различных методов схематизации внешних нагрузок. Дается пример, иллюстрирующий работоспособность и информативность созданной методологии и разработанного комплекса программ для ЭВМ. Дана оценка чувствительности вероятности разрушения к статистическим параметрам спектра нагруженности и вероятностной диаграммы усталости, что дополнительно доказывает целесообразность оснащения сложных агрегатов тяжелого машиностроения информационными и диагностическими системами для достижения высокой надежности, снижения аварийности и ремонтных расходов.

Calculation-and-experimental evaluation technique is suggested to be used at the stage of designing random longevity at structure fatigue failure. The technique is formed on the basis of mathematical methods correct application of the theory of random variates and ejection theory, considering static characteristics distinctions of random curvature fatigue and loading in the form of correlation function. This allows for refusing from different types of external load schematisation. An example is given to illustrate serviceability and informativeness of the created methodology and developed computer software. Estimation of the fatigue possibility sensitivity to static parameters of load spectrum and fatigue probability diagram is given. This additionally proves information-and-test-systems equipment expediency to achieve high reliability; accident rate and repair expenses decrease for complex units of basic engineering industry.

Проектирование оборудования тяжелого машиностроения имеет ряд специфических особенностей [1], которые существенно повышают практическую значимость расчетных методологий, и в частности — статистических. Статистические характеристики нагруженности и усталостных свойств материалов, принимаемые при проектировании, предопределяют и последовательный статистический подход к методикам расчета плотности распределения долговечности, а значит, вероятности разрушения и ресурса.

Теории усталостного разрушения посвящено большое число фундаментальных работ российских и зарубежных авторов. Классическая теория как составная часть общей механики разрушения, сформированная трудами Л. М. Качанова, П. Г. Черепанова, А. Ю. Ишлинского, С. Д. Волкова, В. Б. Болотина и других раз-

вивалась и совершенствовалась в работах С. В. Серенсена, В. П. Когаева, В. М. Гребеника и др. На основе этих и других работ нами[1] поставлены и решены задачи создания методик расчета плотности вероятности долговечности и прогнозирования срока службы несущих деталей при случайном характере внешних нагрузок и диаграммы усталости [2—5].

Выражение случайной долговечности в предлагаемой работе определяется двумя способами: 1) с использованием теории случайных величин; 2) с использованием теории случайных функций (теории выбросов). В первом способе случайная долговечность, измеряемая числом циклов до разрушения, определяется как пересечение случайной траектории нагружения со случайной кривой усталости; во втором способе необратимые механические изменения в элементах детали, ведущие к накоплению усталостных повреждений и изменению меры повреждения, определяются выбросами случайной функции за некоторый уровень. Диаграмма усталости при этом также предполагается случайной, и долговечность характеризуется временем работы.

Знание плотности вероятности случайной долговечности Y позволяет вычислить вероятность разрушения при заданном времени y работы и ресурс детали:

вероятность разрушения

$$P(Y < y) = \int_0^y f_Z(Z)dZ;$$

ресурс (вероятность безотказной работы)

$$q(y) = 1 - \int_0^y f_Z(Z)dZ.$$

С использованием плотности вероятности случайной долговечности вводится понятие эксплуатационной долговечности — длительность работы детали с заданной степенью вероятности до образования усталостных макроскопических трещин и поломок при известных характеристиках диаграммы усталости и истинных нагрузках, полученных в реальных условиях эксплуатации при определенном качестве монтажа, ремонта и обслуживания оборудования.

Для обозначенного понятия ресурса сформулируем задачу определения эксплуатационной долговечности: зная статистические характеристики напряжений в наиболее опасной точке детали и параметры диаграммы усталости, определить вероятность безотказной работы детали в течение заданного промежутка времени. Определяемая таким образом вероятность безотказной работы аналогична по своему смыслу введенной функции надежности [6].

Содержание первой части статьи, касающееся определения долговечности с использованием теории случайных величин, примыкает к работе [7], а результаты отражены в работах [2, 3]. Рассмотрим многоступенчатое изменение амплитуды случайных напряжений в опасной точке внутри области, получаемое решением краевой статистической задачи теории упругости, и примем уточненную линейную гипотезу суммирования повреждений [7]: $\sum_{i=1}^{k} \frac{n_i}{N_i} = a_р$, где n_i — число циклов нагружения на i-м участке за весь период работы; N_i — число циклов до разрушения по кривой усталости; $a_р$ — величина расчетной суммы долговечности.

Уравнение кривой усталости принимаем в виде:

$$N = N_0\left(\frac{R_f}{p_f}\right)^m \quad \text{при} \quad p \geqslant R_f;$$
$$N = \infty \quad \text{при} \quad p < R_f,$$

где N_0, m — параметры кривой усталости; R_f — предел выносливости; p_i — амплитуда напряжений на i-м участке нагружения.

Для каждой реализации кривой усталости предел выносливости и амплитуда напряжений — величины детерминированные, обозначены буквами латинского алфавита, а случайные величины (далее) — обозначены буквами греческого алфавита.

Если принять, что на каждом участке нагружения коэффициент асимметрии имеет свое значение и значение предела выносливости берется для каждого участка нагружения, то уравнение кривой усталости принимает вид:

$$N_i(p_i)^m = N_0(R_{f_i})^m.$$

Существующие практические методы расчета показывают, что величины N_0 и m могут быть приняты одинаковыми для всех участков.

Введем обозначение: $l_{i-1} = n_i n_1^{-1}$ $(i \geqslant 2)$, где n_1 — число циклов нагружения на первом участке. Тогда суммарное число циклов $N_{сум}$ до разрушения для детерминированной кривой усталости при нагружении в условиях изменяющейся амплитуды напряжений определяется формулой

$$N_{сум} = \sum_{i=1}^{k} n_i = a_р N_0 \frac{1 + \sum_{i=2}^{k} l_{i-1}}{\left(\frac{p_1}{R_{f_1}}\right)^m + \sum_{i=2}^{k} l_{i-1}\left(\frac{p_i}{R_{f_i}}\right)^m}. \qquad (1)$$

Если предположить, что $R_{f_1} = R_{f_2} = ... = R_{f_k} = R_f$, то выражение (1) принимает вид:

$$N_{сум} = \sum_{i=1}^{n} n_i = a_р N_0 R_f^m \frac{1 + \sum_{i=2}^{k} l_{i-1}}{p_1^m + \sum_{i=2}^{k} l_{i-1} p_i^m}.$$

[1] Работа выполнена совместно с профессором, д-ром техн. наук Ю. В. Денисовым, которому автор выражает искреннюю признательность и благодарность за многолетнее плодотворное творческое сотрудничество.

При случайном характере действующих нагрузок, а следовательно, и напряжений, возникающих в деталях, а также при случайном характере кривой усталости долговечность оборудования тоже является величиной случайной. Пусть: Y — случайная долговечность; σ_i — случайная амплитуда напряжений на i-м участке нагружения; β_i — случайная величина, характеризующая отношение числа циклов на i-м участке к детерминированному числу циклов на первом участке; γ — случайное число циклов до разрушения на i-м участке; ν_0 — случайный параметр кривой усталости; ρ_i — случайный предел выносливости кривой усталости для i-го участка; m — детерминированный параметр кривой усталости.

Примем уравнение левой ветви кривой усталости в виде $\gamma_i(\sigma_i)^m = \nu_0(\rho_i)^m$, тогда для статистической модели выражение случайной долговечности принимает вид:

$$Y = a_{\text{р}}\nu_0 \frac{1 + \sum\limits_{i=2}^{k} \beta_{i-1}}{\left(\frac{\sigma_1}{\rho_1}\right)^m + \sum\limits_{i=2}^{k} \beta_{i-1}\left(\frac{\sigma_i}{\rho_1}\right)^m}.$$

Если коэффициент асимметрии на каждом участке имеет одинаковое значение, то выражение случайной долговечности следующее:

$$Y = a_{\text{р}}\nu_0\rho^m \frac{1 + \sum\limits_{i=2}^{k} \beta_{i-1}}{\sigma_1^m + \sum\limits_{i=2}^{k} \beta_{i-1}\sigma_i^m}.$$

Случайная величина Y является нелинейной функцией случайных аргументов σ_i и β_i. Далее ставится задача определения статистических характеристик случайной долговечности. Обозначим: $N_{\text{сум}} = \langle Y\rangle$; $p_i = \langle\sigma_i\rangle$; $N_0 = \langle\nu_0\rangle$; $\rho_{f_i} = \langle\rho_i\rangle$; $l_i = \langle\beta_i\rangle$ — математические ожидания соответствующих случайных величин ($\langle\ldots\rangle$ — знак математического ожидания), а D_Y, D_{σ_i}, D_ν, D_{ρ_i}, D_{β_i} — их дисперсии.

При случайном характере внешней нагрузки и случайной кривой усталости при бесступенчатом нагружении для случая, когда кривая усталости в логарифмических координатах может быть представлена в виде двух полупрямых, выражение случайной долговечности имеет вид ($\nu_0 \equiv X_1$, $\rho \equiv X_2$, $\sigma \equiv X_3$):

$$Y = \begin{cases} X_1\left(\frac{X_2}{X_3}\right)^{m_1} & \text{при } X_3 \geqslant X_2; \\ X_1\left(\frac{X_2}{X_3}\right)^{m_2} & \text{при } X_3 < X_2,\ X_2 > 0,\ X_1 > 0,\ Y > 0. \end{cases} \quad (2)$$

В этом выражении случайные величины X_1 и X_2 (предел выносливости) принимаются только положительными и случайная долговечность Y — также положительна. Представление долговечности в виде выражения (2) является наиболее общим, так как позволяет учесть влияние угла наклона второго участка кривой усталости на случайную долговечность.

Рассмотрим применение теории случайных функций (теории выбросов) для определения случайной долговечности. Отметим, что к числу фундаментальных работ, посвященных применению теории выбросов к усталостному разрушению, относятся работы В. В. Болотина и А. А. Свешникова [8, 9].

При определении усталостной долговечности предполагается, что исходная информация (внешние нагрузки) представляет собой случайный процесс (временной ряд с известными статистическими характеристиками: математическим ожиданием $\langle X\rangle$, дисперсией D_X и корреляционной функцией $K_X(\tau)$.

В качестве меры усталостного повреждения примем параметр D, характеризующий относительную глубину усталостной трещины или относительное ослабление рабочего сечения вследствие развития усталостной трещины. Мера повреждения $D = 0$ для начального состояния детали и $D = 1$ при полном ее разрушении. Согласно работе [9] принимается, что мера повреждения пропорциональна числу выбросов за определенный промежуток времени (в свою очередь число выбросов за уровень в единицу времени и за промежуток времени зависит от среднего значения случайной функции и ее дисперсии). Тогда для меры повреждения D справедливо выражение: $D = k \quad (\langle X\rangle, D_X, a)$, где — число выбросов случайных напряжений X за некоторый уровень a; $\langle X\rangle$ — математическое ожидание; D_X — дисперсия ординаты случайных напряжений.

Определив приращение меры повреждения за каждый выброс и разделив переменные в дифференциальном уравнении, получим следующую гипотезу суммирования усталостных повреждений:

$$\int_0^{N^*} \frac{d\ \ (a)}{N(a)} = 1, \quad (3)$$

где $d\ \ (a)$ — дифференциал числа выбросов за уровень a за промежуток времени T; $N(a)$ — число циклов до разрушения для рассматриваемого уровня; N^* — предельное число циклов до разрушения.

Согласно работе [9] среднее число выбросов нормально распределенной и стационарной случайной функции напряжений в единицу времени за уровень a и срок T службы при суммировании выбросов за все возможные уровни, определяются так:

$$\left.\begin{aligned} (a) &= \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{D_V}{D_X}}\exp\left[-\frac{(a-\langle X\rangle)^2}{2D_X}\right]; \\ T &= \left[\int_0^\infty \left|\frac{d\ \ (a)}{da}\right| \frac{1}{N(a)}\,da\right]^{-1}, \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

где D_V — дисперсия скорости изменения ординаты случайных напряжений.

Если корреляционная функция стационарных случайных напряжений $K_X(\tau)$, то

$$D_V = -d^2 K_X(\tau)/d\tau^2|_{\tau=0}.$$

Для рассматриваемых классов задач и случайных процессов аппроксимирующее выражение $K_X(\tau)$ принято в виде $K_X(\tau) = D_X e^{-\alpha^2\tau^2}\cos\beta\tau$, где параметры α и β определяются на основании статистической обработки временны́х рядов напряжений. Тогда $D_V D_X^{-1} = 2\alpha^2 + \beta^2$.

Отметим, что выражение дисперсии D_V через корреляционную функцию случайных напряжений позволяет выполнить расчеты без ограничения на узкополосность случайного процесса. Между тем в исследованиях (например в работе В. В. Болотина [8]) очень часто теорию случайных функций используют только для узкополосного процесса, когда его эффективная частота ω_e совпадает с несущей частотой ω_0. Действительно, для узкополосного процесса

$$\omega_e^2 = \frac{D_V}{D_X} = \frac{\int_0^\infty S_V(\omega)\omega^2 d\omega}{\int_0^\infty S_V(\omega)d\omega} = \omega_0^2.$$

Для широкополосного процесса это соотношение не имеет места, поэтому наиболее целесообразно использование $K_X(\tau)$.

Таким образом, описание нагруженности детали на основе теории случайных процессов позволяет полностью отказаться от методов схематизации и рассматривать характер нагружения как случайный процесс в прямом его истолковании. Применяемые же разнообразные методы схематизации, заменяющие реальный случайный процесс нагружения некоторым схематизированным процессом, который по уровню накопленного в детали усталостного повреждения должен быть эквивалентен реальному процессу, приводят к 5÷8-кратным отличиям в расчетных величинах усталостной долговечности. Кроме того, если найден уровень накопленного усталостного повреждения от случайного процесса нагружения (что составляет конечную цель расчета), то нет необходимости в его замене, в противном случае теряет смысл и остается неизвестной оценка эквивалентности.

Примем, что выражение для каждой реализации случайной кривой усталости имеет вид:

$$Y(a) = \begin{cases} X_1\left(\dfrac{X_2}{a}\right)^m & \text{при } a \geqslant X_2; \\ \infty & \text{при } a < X_2, \end{cases} \tag{5}$$

где m — детерминированная величина; X_1 и X_2 — случайные параметры кривой усталости, так что $\langle X_1\rangle = N_1 = m_\nu$, $\langle X_2\rangle = \sigma_{-1} = m_\rho$.

Тогда, используя соотношения (3)—(5), получим выражение для случайной долговечности в виде:

$$Y = 2\pi\sqrt{D_X D_V^{-1}}\, X_1 X_2^m [F(m, X_2)]^{-1},$$

где $$F(m, X_2) = \sum_{K=0}^{m} C_m^k (\sqrt{D_X})^{m-k} \langle X\rangle^k 2^{(m-k)/2} \times$$

$$\times \Gamma\left(\frac{m-k+2}{2}\right) P\left(\frac{X_2 - \langle X\rangle}{\sqrt{D_X}}, m-k+2\right). \tag{6}$$

Здесь C_m^k — число сочетаний; $\Gamma(X)$ — гамма-функция; $P(\chi^2, n)$ — функция χ^2 — распределения Пирсона.

При $\langle X\rangle = 0$ из выражения (6) следует результат, полученный в работе В. В. Болотина [8].

Примем аппроксимацию случайной кривой усталости в виде степенных функций

$$Y(a) = \begin{cases} X_1\left(\dfrac{X_2}{a}\right)^{m_1} & \text{при } a \geqslant X_2; \\ X_1\left(\dfrac{X_2}{a}\right)^{m_2} & \text{при } a < X_2, \end{cases} \tag{7}$$

где X_1 и X_2 — случайные, а m_1 и m_2 — детерминированные параметры кривой усталости.

С использованием линейной гипотезы суммирования повреждений (3) выражение случайной долговечности примет вид (см. также [4]):

$$Y = 2\pi\sqrt{D_X D_V^{-1}}\, X_1 [X_2^{-m_1} F_1(m, X_2) + X_2^{-m_2} F_2(m, X_2)]^{-1}, \tag{8}$$

где $$F_1(m, X_2) = \sum_{K=0}^{m_1} C_{m_1}^k (\sqrt{D_X})^{m_1-k} \langle X\rangle^k 2^{\frac{m-k}{2}} \times$$

$$\times \Gamma\left(\frac{m_1-k+2}{2}\right) P\left(\frac{X_2 - \langle X\rangle}{\sqrt{D_X}}, m_1-k+2\right);$$

$$F_2(m, X_2) = \sum_{K=0}^{m_2} C_{m_2}^k (\sqrt{D_X})^{m_2-k} \langle X\rangle^k 2^{\frac{m-k}{2}} \times$$

$$\times \Gamma\left(\frac{m_2-k+2}{2}\right) \times \Bigg[1 + (-1)^{m_2-k+1} +$$

$$+ (-1)^{m_2-k} P\left(\frac{\langle X\rangle}{\sqrt{D_X}}, m_2-k+2\right) -$$

$$- P\left(\frac{X_2 - \langle X\rangle}{\sqrt{D_X}}, m_2-k+2\right)\Bigg].$$

Приведенные выражения случайной долговечности, полученные с помощью теории случайных величин и теории случайных функций, используются далее для определения статистических характеристик случайной

долговечности и установления влияния параметров внешней нагрузки и кривой усталости на ресурс.

Случайная долговечность представляет собой нелинейную неслучайную функцию двух (или трех) случайных аргументов: $Y = \varphi(X_1, X_2)$. Характеристиками случайной долговечности могут быть моменты распределения различных порядков и ее плотность вероятности, дающая наиболее полную информацию и позволяющая определить вероятность работы детали без разрушения в течение заданного времени.

Функцию распределения случайной долговечности и ее плотность вероятности можно рассчитать, основываясь на работе [10]. Если случайная долговечность определяется выражением (6) и параметры диаграммы усталости распределены по нормальному закону, то ее плотность вероятности будет такой:

$$f_y(y) = \frac{\sqrt{D_V}}{\Phi^*\left(\frac{m_\nu}{\sqrt{D_\nu}}\right)\Phi^*\left(\frac{m_\rho}{\sqrt{D_\rho}}\right)4\pi^2\sqrt{D_\nu D_\rho D_X}} \times$$

$$\times \int_{-\infty}^{+\infty} \exp\left\{-\frac{1}{2D_V}\left[\frac{y\sqrt{D_V}}{2\pi\sqrt{D_X}} X_2^{-m} F(m, X_2) - m_\nu\right] \times\right.$$

$$\left.\times \exp\left\{-\frac{(X_2 - m_\rho)^2}{2D_\rho}\right\}^{-m} X_2 F(m, X_2)\, dX_2,\right.$$

где $\Phi^*(X)$ — функции нормального распределения.

Если случайная долговечность определяется выражением (8), то ее плотность вероятности при нормальном законе распределения аргументов будет такой:

$$f_y(y) = \frac{\sqrt{D_V}}{\Phi^*\left(\frac{m_\nu}{\sqrt{D_\nu}}\right)\Phi^*\left(\frac{m_\rho}{\sqrt{D_\rho}}\right)4\pi^2\sqrt{D_\nu D_\rho D_X}} \times$$

$$\times \int_{-\infty}^{+\infty} \exp\left\{-\frac{1}{2D_\nu}\left[\frac{y\sqrt{D_V}}{2\pi\sqrt{D_X}}\{X_2^{-m_2} F_2(m, X_2) +\right.\right.$$

$$\left. + X_2^{-m_1} F_1(m, X)\} - m_\nu\right]^2 \exp\left[-\frac{(X_2 - m_\rho)^2}{2D_\rho}\right] \times$$

$$\left.\times [X_2^{-m_2} F_2(m, X_2) + X^{-m_1} F_1(m, X_2)]\right\} dX_2.$$

Для случаев, когда параметр X_1 является детерминированной и случайной величиной, а остальные параметры диаграммы усталости — только случайными, в том числе, когда дисперсия предела выносливости невелика, при независимости и нормальных законах их распределений выражения плотности вероятности случайной долговечности приведены в работе "Методика расчета на усталостную прочность и оценка срока службы несущих деталей прокатных станов" (см. в работе [1] п. 21).

Для определения моментов распределения случайной долговечности применен метод статистической линеаризации [10] с сохранением в разложении функции в ряд Тейлора членов до второго порядка включительно. Например, предполагая, что случайные величины X_1 и X_2 распределены по нормальному закону и некоррелированы, получим следующие выражения для математического ожидания $m[Y]$ и дисперсии $D[Y]$ случайной долговечности (6):

$$m[Y] = Y(N_1, \sigma_{-1}) + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 y}{\partial X_1^2}\right) D_\nu + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 y}{\partial X_2^2}\right) D_\rho;$$

$$D[Y] = \left(\frac{\partial y}{\partial X_1}\right) D_\nu + \left(\frac{\partial y}{\partial X_2}\right) D_\rho + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 y}{\partial X_1^2}\right) D_\nu^2 +$$

$$+ \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 y}{\partial X_2^2}\right) D_\rho^2 + \left(\frac{\partial^2 y}{\partial X_1 \partial X_2}\right) D_\rho,$$

где D_ν и D_ρ — дисперсии соответствующих случайных величин, а все производные вычисляются в точке с координатами N_1, σ_{-1}.

Сравнение расчетных величин вероятности разрушения с экспериментальными данными, полученными при испытаниях на усталость образцов [11] при компьютерном моделировании адекватных условий нагружения, показало, что максимальные отклонения достигают 6 % для базы 10^6 циклов и 4 % для базы 10^7 циклов, когда основные параметры (σ, σ_{-1} и N_0) диаграммы усталости принимаются случайными величинами. При этом линейная гипотеза суммирования повреждений досаточно точно описывает механизм разрушения образцов для всех исследованных марок сталей: 50, 60ХН, 38ХГН и 34ХН1М.

На основании методик [2—5] расчета дифференциальных и интегральных плотностей вероятности случайной долговечности, вероятности разрушения и ресурса, центральных моментов различных порядков создан комплекс программ [1], предусматривающий возможность представления исходной информации о нагруженности в виде отдельных реализаций осциллограмм (временны́х рядов) и широкой гаммы статистических характеристик, допускающий вариацию всех параметров диаграмм усталости (как в детерминированном, так и в статистическом аспекте) и использование различных методов их преобразования от образцов к детали.

Работоспособность и информативность созданных методик и программ расчета статистических характеристик надежности и долговечности показаны на примерах исследования прочности рабочих валков и несущих деталей главного привода рабочей клети обжимного стана в условиях действительных спектров нагружения при различных технологических режимах прокатки на блюминге 1300 металлургического комбината "Криворожсталь" [1]. В данной статье покажем лишь использование модели случайной долговечности в форме уравнения (6) на примере сравнительного анализа ресурса рабочих валков и шпиндельных муфт при одно- и двухслитковой прокатке.

Нагруженность при двухслитковой прокатке можно характеризовать как более высокочастотный (в сравнении с однослитковым режимом) случайный процесс повышенной интенсивности [11]. Для оценки влияния

частоты нагружения на долговечность оборудования рассчитаны (с учетом эргодичности и стационарности процесса) корреляционные функции момента сил упругости в шпиндельном соединении при одно- и двухслитковой прокатке. Аппроксимирующее уравнение нормированной корреляционной функции имеет вид:

$$K_X(\tau) = e^{-\alpha^2\tau^2} \cos\beta\tau,$$

где $\alpha = 2 \cdot 10^{-2}$ с$^{-1}$, $\beta = 0{,}031$ с$^{-1}$ — для однослиткового режима; $\alpha = 2 \cdot 10^{-2}$ с$^{-1}$, $\beta = 0{,}062$ с$^{-1}$— для двухслиткового режима.

Параметр β, характеризующий частоту внешней нагрузки (плавность изменения случайной функции), существенно влияет на долговечность [5]: при его увеличении значительно снижается срок службы оборудования (рис. 1). Поэтому частоту технологического процесса необходимо соизмерять с параметрами внешней нагрузки и вероятностью безотказной работы несущих деталей.

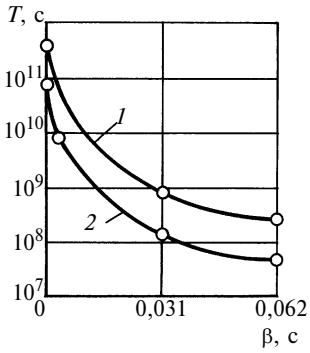


Рис. 1. Зависимости долговечности *T* от частоты нагружения β:
1 — $\langle X \rangle = 120$ МН · м$^{-2}$, $D_X = 400$ (МН · м$^{-2}$)^2;
2 — $\langle X \rangle = 120$ МН · м$^{-2}$, $D_X = 1600$ (МН · м$^{-2}$)^2

Были выполнены параметрические исследования влияния статистических характеристик интенсивности нагружения при одно- и двухслитковой прокатке (по абсолютной величине и частоте) и влияния диаграммы усталости на долговечность и вероятность разрушения, а также рассчитана чувствительность последней к изменению исходных параметров [1].

Расчеты показали [4, 5], что двухслитковая прокатка во всех вариантах приводит к существенному (на 25÷40 %) снижению ресурса несущих деталей (рис. 2); параметры для расчетов: $m_\nu = 0{,}2 \cdot 10^7$, $D_\nu = 0{,}15 \cdot 10^{12}$, $m = 6$,

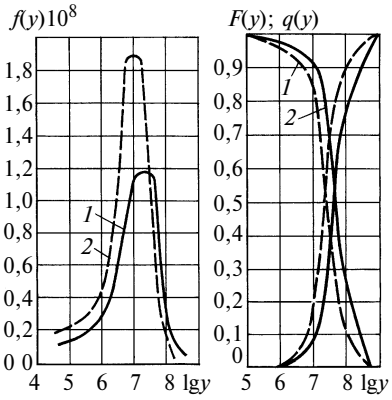


Рис. 2. Дифференциальные *f*(*y*) и интегральные *F*(*y*) функции распределения вероятностей случайной долговечности *Y* и вероятность *q*(*y*) безотказной работы при однослитковой (*1*) и двухслитковой (*2*) прокатке

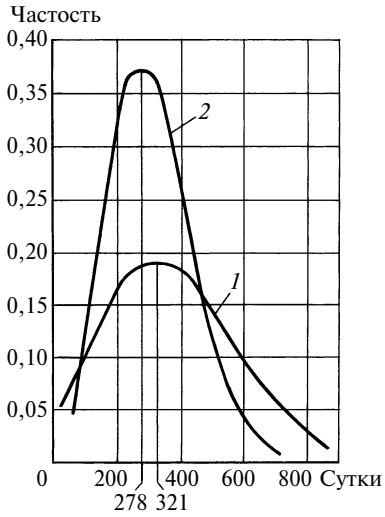


Рис. 3. Выравненные функции распределения срока службы деталей шпиндельных соединений блюмингов 1300 Западно-Сибирского (ЗСМК) и Челябинского (ЧМК) металлургических комбинатов:
1 — однослитковый режим (ЗСМК);
2 — двухслитковый режим (ЧМК)

$\langle X \rangle = 80$ МН · м$^{-2}$, $D_X = 3600$ (МН · м$^{-2}$)^2, $m_\rho = 150$ МН · м$^{-2}$, $D_\rho = 400$ (МН · м$^{-2}$)^2, $\alpha = 2 \cdot 10^{-2}$ с$^{-1}$, $\beta_1 = 0{,}031$ с$^{-1}$ и $\beta_2 = 0{,}062$ с$^{-1}$. Производственные данные о фактических сроках службы качественно подтверждают этот вывод (рис. 3).

Аппроксимация расчетных величин вероятности разрушения при средних коэффициентах вариации статистических параметров, равных ≈30 % [1], для режима однослитковой прокатки дала следующее выражение:

$$P(Y < y) = e^{\alpha_1} (T \cdot 10^8)^{\alpha_2} \langle X \rangle^{\alpha_3} D_X^{\alpha_4} m_\rho^{\alpha_5} D_\rho^{\alpha_6},$$

где $T \cdot 10^8$ — время, с; α_i — 95-%-е доверительные интервалы коэффициентов регрессии, при коэффициенте множественной корреляции, равном $0{,}853^{\pm 0{,}06}$, что позволило численно оценить существенность факторов и чувствительности к их изменениям ($\alpha_1 = 3{,}984 \pm 0{,}24$; $\alpha_2 = 0{,}730 \pm 0{,}11$; $\alpha_3 = 2{,}743 \pm 0{,}87$; $\alpha_4 = 0{,}783 \pm 0{,}30$; $\alpha_5 = -5{,}179 \pm 0{,}10$; $\alpha_6 = 0{,}159 \pm 0{,}30$).

Функции чувствительности $\partial P / \partial X_i$ по факторам определены как частные производные функции $P(Y < y)$ нескольких переменных.

Существенность влияния статистических параметров нагруженности ($\langle X \rangle$, D_X) и диаграммы усталости (m_ρ, D_ρ) на вероятность разрушения (в логарифмических координатах) различна: коэффициенты детерминации (r^2_{1i}, %) находятся в порядке понижения — $r^2_{m_\rho} = 56{,}6$, $r^2_{\langle X \rangle} = 32{,}1$, $r^2_{D_X} = 24{,}7$ и $r^2_{D_\rho} = 1{,}34$, т. е. в наибольшей степени вариация вероятности *P* разрушения объясняется изменением математических ожиданий предела выносливости m_ρ и нагрузки $\langle X \rangle$. Чувствительность *P* к m_ρ — наибольшая, на два порядка превышающая остальные параметры в области меньших абсолютных величин m_ρ и $\langle X \rangle$, и минимальная — к D_X и D_ρ (рис. 4).

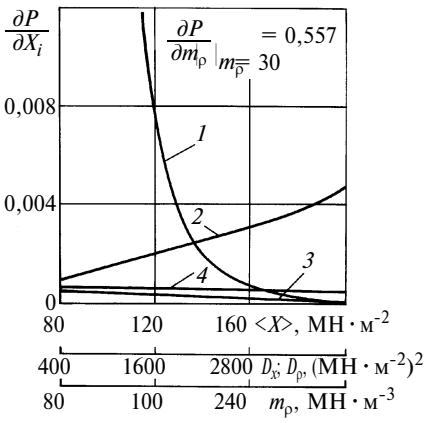


Рис. 4. Изменение чувствительности вероятности разрушения $P(Y < y)$ к статистическим параметрам нагруженности и усталостных свойств:

1 — $\left|\frac{\partial P}{\partial m_\rho}\right|$; *2* — $\frac{\partial P}{\partial \langle X \rangle}$; *3* — $\frac{\partial P}{\partial D_X}$; *4* — $\frac{\partial P}{\partial D_\rho}$, $m_\nu = 10^6$, $D_\nu = 15 \cdot 10^{10}$, $m = 6$, $\alpha = 2 \cdot 10^{-2}$ с$^{-1}$, $\beta = 0{,}031$ с$^{-1}$

Эти факты дают основания сделать два вывода:

1. Точность в определении ресурса и обеспечении максимального приближения прогнозируемой величины к действительной в большой мере зависит от точности математического ожидания реального спектра нагруженности, при этом функция чувствительности $\partial P/\partial\langle X\rangle$ повышается с ростом величины $\langle X\rangle$ и становится превалирующей, почти на порядок превышающей все остальные (см. рис. 4). Поэтому прогнозирование ресурса ответственных деталей и конструкций и его повышение должны сопровождаться функционированием информационно-измерительных или диагностических систем, ибо практически невозможно достичь высокой достоверности теоретических расчетов параметров нагруженности в условиях непрерывно изменяющегося технологического шума;

2. Так как в математической модели (6) случайной долговечности чувствительность P снижается при увеличении статистических параметров кривой усталости и особенно мала к их дисперсии, то повысить ее можно увеличением объема информации, характеризующей полную вероятностную диаграмму усталости. Например, принимаемый ранее детерминированным параметр m [см. формулу (7)] целесообразно рассматривать как случайную величину, тем более, что ее коэффициент вариации изменяется для исследованных марок сталей в пределах 21÷30 %, и в функции Y необходимо учитывать плотность вероятности этой величины.

Итак, учитывая выявленную значимость факторов и чувствительности, можно отметить, что модель (6) случайной долговечности при надежных исходных данных достаточно достоверно (в среднем) прогнозирует математическое ожидание долговечности и менее точно — вероятность разрушения и ресурс, а достижение их высокой точности требует адекватной точности в определении статистических параметров спектра нагружения и вероятностной диаграммы усталости. Таким образом, показанные результаты широкой вариации статистическими параметрами нагруженности и диаграммы усталости иллюстрируют продуктивность сформированных методик и комплекса программ. Но прикладные возможности методологии и ее надежность (а дисперсия случайной долговечности весьма значительна [5]) все же ограничиваются двумя постоянно сопутствующими проблемами: масштаба и суммирования повреждений. В решении этих проблем, по нашему мнению, основное значение должны иметь фактические данные эксплуатации. Без такой обратной связи, даже не абсолютизируя ее информативность, трудно рассчитывать на повышение точности прогноза надежности и ресурса.

Предложенные статистические методы оценки долговечности и надежности оборудования тяжелого машиностроения могут быть рекомендованы к применению в расчетной практике при проектировании, а также для прогнозирования срока службы несущих деталей. Применение корреляционной функции как статистической характеристики случайного процесса нагружения позволяет отказаться от различных методов схематизации внешних нагрузок как инженерных попыток свести к детерминированному описанию реальный случайный процесс нагружения и значительно повысить точность и надежность расчетных величин усталостной долговечности. Созданные методики позволяют сформулировать требования к параметрам технологического процесса, к свойствам материала и технологии изготовления деталей, а также к нагруженности и условиям эксплуатации оборудования, обеспечивающим их заданный ресурс.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Поляков Б. Н.** Повышение качества технологий и долговечности оборудования прокатных станов. Екатеринбург: Изд-во Урал. гос. проф.-пед. ун-та, 1994. Ч. 2. 192 с.

2. **Денисов Ю. В., Дружинина Т. В., Поляков Б. Н.** Расчет на усталость деталей машин (Сообщ. 1) // Изв. вузов. Машиностроение. 1976. № 2. С. 78—82.

3. **Денисов Ю. В., Дружинина Т. В., Поляков Б. Н.** Расчет на усталость деталей машин (Сообщ. 2) // Изв. вузов. Машиностроение. 1976. № 3. С. 45—48.

4. **Определение** долговечности деталей машин при усталостном разрушении / Ю. В. Денисов, М. Л. Комиссарова, Б. Н. Поляков и др. // Изв. вузов. Машиностроение. 1975. № 10. С. 50—55.

5. **Определение** долговечности деталей машин при усталостном разрушении / Ю. В. Денисов, М. Л. Комиссарова, Б. Н. Поляков и др. // Изв. вузов. Машиностроение. 1975. № 11. С. 10—14.

6. **Болотин В. В.** Двухсторонние и уточненные оценки для функции надежности // Проблемы надежности в строительной механике: Материалы III Всесоюз. конф. по проблемам надежности в строит. механике. Вильнюс, 1971. С. 18—25.

7. **Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М.** Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М.: Машиностроение, 1975. 488 с.

8. **Болотин В. В.** Применение методов теории вероятностей и теории надежности в расчетах сооружений. М.: Стройиздат, 1971. 255 с.

9. **Свешников А. А.** Прикладные методы теории случайных функций. М.: Наука, 1968. 463 с.

10. **Пугачев В. С.** Теория случайных функций и ее применение к задачам автоматического управления. М.: Физматгиз, 1962. 883 с.

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

УДК 622.276.05.001.63

Л. С. КЕРИМОВА, канд. техн. наук (Азербайджанская государственная нефтяная академия, г. Баку)

Прогнозирование ремонто- и монтажепригодности нефтепромыслового оборудования на стадии проектирования

На стадии проектирования оборудования отработку конструкции производят в основном, исходя из условий обеспечения заданных технико-экономических показателей и уровня безотказности. Прогнозирование безотказности не представляет значительных затруднений, если четко определена функциональная схема проектируемой системы и имеются сведения о работоспособности составных частей изделия-аналога.

Более сложно при проектировании оценить достигнутый уровень ремонто- и монтажепригодности создаваемого изделия. Прогнозирование монтажепригодности особенно важно для тех машин и агрегатов, для которых характерны периодические разборочно-сборочные и демонтажно-монтажные работы с транспортировкой оборудования из одной точки эксплуатации в другую [2, 3].

Для обеспечения требований по ремонтопригодности на стадии проектирования изделия требуется сравнительный количественный анализ найденных при его проектировании различных конструктивных решений и заданных требований. Наиболее приемлемыми для этого считаются методы корреляции и регрессии. Их применение зависит от характера полученной при анализе изделия-аналога информации, связанной с техническим обслуживанием данного изделия, его текущими и внеплановыми ремонтами. Эти данные, как правило, содержат информацию о комплектации, дефектовке, порядке сборки, характеристику заменяемых деталей, а также такие показатели, как время разборки и число заменяемых деталей. Для определения зависимости взаимодействия всех факторов, определяющих трудоемкость ремонта, необходимо установить математическую зависимость между отдельными факторами и трудоемкостью ремонта.

При применении на этапе проектирования методов корреляции и регрессии должны соблюдаться следующие условия: все случайные величины должны быть распределены по нормальному или логарифмически нормальному закону, они должны быть независимы и являться наиболее характерными переменными факторами, определяющими конечный результат. При прогнозировании ремонтопригодности оборудования с большим числом быстроизнашивающихся деталей (к такому оборудованию, например, относятся буровые или нефтепромысловые насосы) такими факторами могут быть следующие показатели: x_1 — время на разборку; x_2 — время на дефектовку и комплектацию; x_3 — время на сборку; x_4 — число одновременно заменяемых быстроизнашивающихся деталей.

Каждый из перечисленных факторов можно рассматривать как отдельный признак. Корреляционный анализ позволяет выявить влияние этих факторов на результативный фактор y, в данном случае на трудоемкость ремонта, и дать ему необходимую количественную оценку.

Исследование по прогнозированию ремонтопригодности оборудования целесообразно проводить в два этапа.

На первом этапе определяется статистическая связь исследуемых переменных величин путем анализа парных корреляционных связей между каждым отдельным фактором и трудоемкостями, обусловленными этими факторами. На этом этапе выявляется вид уравнения регрессии, характеризующего функциональную зависимость между математическими ожиданиями случайных величин x и y, и определяются коэффициенты регрессии.

На втором этапе рассматриваются зависимости, связывающие принятые показатели с трудоемкостью ремонта, при условии рассмотрения всех вариантов парных связей переменных факторов между собой: x_1x_2; x_1x_3; x_1x_4; x_2x_3; x_2x_4; x_3x_4, а также результативного фактора y и переменных факторов x_1, x_2, x_3, x_4, т. е. yx_1, yx_2, yx_3, yx_4, с оценкой достоверности полученных значений парных коэффициентов корреляций.

В качестве объектов исследований были приняты детали и сборочные единицы гидравлической части бурового насоса У8-6М. В результате обработки статистических данных о затратах времени на ремонт гидравлической части были определены коэффициенты регрессии и получены следующие уравнения линейной регрессии, характеризующие связь трудоемкости ремонта гидравлической части бурового насоса У8-6М (y):

по времени на разборку — $y = 784{,}74 + 1{,}64x_1$ (при среднеарифметическом значении $\bar{x}_1 = 46$ мин и среднеквадратическом отклонении $\sigma_1 = 8{,}97$ мин);

по времени на дефектовку и комплектацию — $y = 726{,}16 + 2{,}64x_2$ ($\bar{x}_2 = 50{,}4$ мин, $\sigma_2 = 5{,}52$ мин);

по времени на сборку — $y = 782{,}44 + 0{,}81x_3$ ($\bar{x}_3 = 95{,}5$ мин, $\sigma_3 = 17{,}55$ мин);

по числу одновременно заменяемых деталей гидравлической части насоса — $y = 824{,}79 + 6{,}64x_4$ ($\bar{x}_4 = 5{,}3$ мин, $\sigma_4 = 2{,}17$ мин).

Среднеарифметическое значение трудоемкости ремонта $\bar{y} = 860$ чел.-мин; среднеквадратическое отклонение $\sigma_y = 14{,}83$ чел.-мин.

Анализ полученных регрессионных зависимостей трудоемкости ремонта бурового насоса от перечисленных выше факторов показал, что доминирующим фактором является число одновременно заменяемых деталей, так как с ростом $\bar{x}_4$ увеличивается и время на разборку, комплектацию и сборку.

Аналитическое выражение, показывающее связь между всеми исследуемыми показателями и определяющим их фактором y, было найдено в результате многофакторного корреляционного анализа:

$$y = 771{,}08 + 0{,}14x_1 + 1{,}57x_2 - 0{,}17x_3 + 3{,}57x_4. \quad (1)$$

Для оценки статистической связи между трудоемкостью ремонта (зависимой переменной) и принятыми характеристиками (факторами-аргументами) были определены коэффициенты множественной корреляции $R_{yx_1x_2x_3x_4}$ и детерминации D. Полученное значение коэффициента детерминации $D = (R_{yx_1x_2x_3x_4})^2 = 0{,}993$ означает, что трудоемкость ремонтных работ на 99,3 % зависит от времени на разборку объекта, времени на дефектовку и комплектацию, времени на сборку, числа одновременно заменяемых быстроизнашивающихся деталей и лишь на 0,7 % — от неучтенных факторов.

Оценка значимости коэффициента множественной корреляции осуществлялась с помощью коэффициента Стьюдента, а проверка гипотезы о соответствии результатов наблюдений рассматриваемой модели производилась путем сравнения остаточной дисперсии с дисперсией фактических значений зависимой переменной по критерию Фишера. Для оценки адекватности уравнений была найдена средняя ошибка аппроксимации.

По значениям критериев была доказана приемлемость полученной линейной формы связи между зависимой переменной (трудоемкость ремонта) и указанными выше факторами-аргументами.

Оценка монтажепригодности оборудования на стадии проектирования при отсутствии статистических данных часто вызывает большие затруднения. Монтажепригодность оборудования зависит в основном от трудоемкости установочных и сборочных работ. Количественно монтажепригодность можно оценивать суммарной трудоемкостью или средним временем выполнения монтажных работ, а сложность конструкции при монтаже — коэффициентом сложности, который представляет собой отношение суммарной трудоемкости установочных, сборочных и регулировочных работ к трудоемкости установочных работ при монтаже оборудования, или удельной трудоемкостью монтажа, т. е. трудоемкостью, приходящейся на единицу массы оборудования [5]. Поэтому на стадии проектирования количественную оценку монтажепригодности оборудования можно проводить либо путем использования определенных нормативных данных, либо путем анализа и учета его конструктивно-технологических особенностей, а именно: компоновки оборудования, массы составляющих ее элементов, их габаритных размеров, числа используемых при монтаже крепежных деталей, оснащенности гидравлическими, пневматическими, электронными устройствами и пр.

Решение данной задачи значительно упрощается, если в качестве нормативных оценочных показателей монтажепригодности принять коэффициенты сложности монтажа.

Известно, что в отдельных отраслях промышленности для оценки трудоемкости ремонтных работ используются категории ремонтной сложности и существует термин "ремонтосложность" [6]. Аналогично при оценке сложности выполнения монтажных работ будем использовать термин "монтажесложность оборудования" и показатель $R_м$, определяющий категорию сложности монтажа оборудования. Чем сложнее оборудование и чем больше число монтируемых сборочных единиц и агрегатов, чем выше такие конструктивно-технологические параметры, как масса и габаритные размеры, тем выше коэффициент сложности монтажа оборудования.

Коэффициент $R_м$ сложности монтажа оборудованиям определяется как отношение трудоемкости $T_м$ монтажных работ к условной трудоемкости $H_м$ единицы сложности. Следовательно, располагая данными о значениях показателя $T_м$ для различных типоразмеров или моделей оборудования, можно определить коэффициенты сложности их монтажа, т. е. $R_м$.

Значение показателя $H_м$ можно взять из работы [6], например $H_м$, равное 60 чел.-ч, относится к нормам для слесарей по ремонту оборудования четвертого разряда.

В табл. 1 представлены значения показателя $R_м$ при ремонте скваженного оборудования, связанного с частичным демонтажом-монтажом устьевого оборудования и заменой насосно-компрессорных труб (НКТ), штанг и скважинного штангового насоса [4] при различной трудоемкости монтажа, зависящей от глубины спуска колонны НКТ.

Для оценки монтажесложности оборудования на стадии проектирования можно установить по серийным изделиям-аналогам коэффициент сложности монтажа на основании зависимостей изменения трудоемкости монтажа от конструктивных показателей оборудования.

В работе [1] приведены значения конструктивно-технологических показателей различных обвязок, применяемых при цементировании нефтяных и газовых скважин, и соответствующие им значения трудоемкости монтажных работ, на основании которых получено следующее уравнение регрессии:

$$T_м = 21{,}9550 + 0{,}010530\,G + 0{,}5805\,L + 1{,}0494\,n_д - 0{,}7818\,N, \quad (2)$$

где G — масса элементов обвязки; L — длина; $n_д$ — число крепежных деталей, применяемых при монтаже оборудования; N — число сборочных единиц.

Для различных обвязок по формуле (2) рассчитывается $T_м$.

Таблица 1

Значения коэффициента $R_м$ сложности монтажа скважинного оборудования для различной трудоемкости $T_м$ монтажных работ

Глубина спуска колонны НКТ, м	$T_м$, чел.-ч	Коэффициент сложности $R_м$
588	62,4	1,04
648	58,2	0,97
636	53,4	0,89
576	64,8	1,08

Таблица 2

Фактические и расчетные значения коэффициента сложности монтажа для обвязок с различными конструктивно-технологическими показателями

Номер обвязки	$T_м$, чел.-ч	Коэффициент сложности монтажа	
		фактический	расчетный
1	230	3,83	3,89
2	320	5,33	5,24
3	390	6,50	6,48
4	510	8,50	8,72
5	630	10,50	10,51
6	720	12,00	11,93
7	790	13,17	12,93
8	910	15,17	15,28

Фактические значения коэффициента сложности монтажа находят из уравнения $R_м = T_м/H_м$ при $H_м = 60$ чел.-ч.

Значения коэффициента сложности монтажа можно найти из уравнения регрессии:

$$R_м = -3{,}008 + 0{,}00038\,G - 0{,}00044\,L + 0{,}0311\,n_д - 0{,}0452\,N. \quad (3)$$

В табл. 2 приведены значения коэффициентов сложности монтажа (фактические и расчетные) для обвязок с различными конструктивно-технологическими показателями.

Сопоставление значений $R_м$, вычисленных по формуле (3) (с учетом приведенных в работе [1] конструктивных параметров обвязок), с эмпирическими значениями показало хорошее их совпадение (см. табл. 2).

Фактические и расчетные значения $R_м$ близки, следовательно, можно сделать вывод, что предложенный метод позволяет на стадии проектирования обеспечивать требуемые уровни ремонто- и монтажепригодности оборудования, а создав базу и установив изделия-эталоны, определить коэффициенты ремонто- и монтажепригодности их типоразмеров, что значительно упростит нормирование времени на проведение технического обслуживания и ремонтов разрабатываемого оборудования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Повышение** монтажепригодности нефтепромыслового оборудования / С. Г. Бабаев, Н. Р. Мамедов, И. А. Габибов, С. С. Керимов. Баку: Элм, 1997. 230 с.
2. **Керимова Л. С.** Влияние периодического монтажа-демонтажа нефтепромыслового оборудования на принятую систему технического обслуживания и ремонта // Изв. высших технических учебных заведений Азербайджана. 1999. № 3—4. С. 65—71.
3. **Керимова Л. С.** Основные направления повышения эффективности функционирования нефтепромыслового оборудования с периодическим повторным монтажом // Материалы науч.-техн. конф. "Надежность и эффективность нефтяного оборудования при эксплуатации на суше и море". Баку: Азерб. гос. нефтяная академия, 2000. С. 10—12.
4. **Керимова Л. С.** Пути обеспечения качества функционирования оборудования, подвергаемого в эксплуатации периодическим разборочно-сборочным и демонтажно-монтажным работам // Ученые записки Азербайджанского техн. ун-та. Баку: 2004. Т. XIII. № 4. С. 38—46.
5. **РД 26-16-45—97.** Монтажепригодность нефтепромыслового оборудования. Термины, определения, номенклатура показателей и методы оценки. Баку: Азерб. гос. нефтяная академия, 1997. 32 с.
6. **Статистическо-аналитический** метод определения ремонтосложности станков для сборки покрышек / Б. Д. Юрченко, Н. М. Зворыкин, Б. С. Порт, Ю. Д. Торшис // Химическое и нефтяное машиностроение. М.: 1972. № 8. С. 29—30.

УДК 658.512.2

А. Я. КРАСИЛЬНИКОВ, д-р техн. наук (УГТУ-УПИ, г. Екатеринбург);
К. Ю. МУРАВЬЕВ (ОАО "СвердНИИхиммаш", г. Екатеринбург)

Раздельное оформление конструкторских документов при трехмерном проектировании

Рассматриваются способы создания, управления и применения в проектировании библиотек блоков чертежных форматов и основных надписей чертежа по ЕСКД в системе AutoCAD Mechanical.

Creation, control and application practice to design unit libraries of drawing forms and title blocks according to the ESKD in the AutoCAD Mechanical system is covered.

Компьютерное проектирование состоит из двух этапов: создание модели будущего изделия и оформление конструкторских документов (чертежей). И в том, и в другом случае используются одни и те же программные средства. Однако во всех известных сегодня трехмерных САПР чертежный модуль недостаточно разработан. Невозможно, например, использовать такие приемы оформления чертежей, как создание по одну сторону от оси симметрии детали вида, по другую — разреза. В программе Autodesk Inventor при построении вида на основании уже выполненного разреза вместо вида тоже вычерчивается разрез. Кроме того, есть затруднения при работе с текстом. И главное, в трехмерных САПР не учтены многие требования ЕСКД и других российских стандартов, поскольку почти все они разрабатывались за рубежом.

Таким образом оформление документации в трехмерных САПР становится трудоемким и сводит на нет ряд преимуществ трехмерного конструирования: автоматизированное вычерчивание видов, разрезов и сечений; нанесение штриховок; определение массы изделия и пр.

В то же время есть немало программных средств для двумерного конструирования и оформления докумен-

тации (AutoCAD, система "Компас", ADEM и т. д.), где при оформлении чертежей не возникает затруднений. Система AutoCAD Mechanical даже имеет оригинальную технологию Mechanical Structure для работы с графическими объектами с помощью дерева конструирования, подобного дереву конструирования трехмерных САПР. Поэтому для эффективного конструирования было предложено объединить возможности двумерных и трехмерных САПР.

Пример совместного использования двух САПР

При совместном использовании САПР трехмерное моделирование ведется в одной программе, а оформление документации — в другой. При этом возникает проблема связности совместно используемых данных.

На рис. 1 показана исходная модель детали (вала), созданная в системе SolidWorks. Эскиз этой детали, выполненный стандартными средствами SolidWorks, показан на рис. 2. Он оформлен с нарушением требований ЕСКД: линии разрыва выступают за края детали, в месте разрыва детали разорвана осевая линия, показано верхнее нулевое предельное отклонение размера, сливаются линии контура одной из фасок. Очевидно, что чертеж целесообразнее оформлять в другой системе, позволяющей избежать таких нарушений, например, в AutoCAD.

Для перевода эскиза в формат системы AutoCAD его надо сохранить в формате DWG командой *"Сохранить как..."* (меню *"Файл"*). Оформленный в системе AutoCAD эскиз показан на рис. 3. Здесь нет недостатков, которые были отмечены на рис. 2.

Однако такой способ оформления чертежа тоже имеет серьезный недостаток. Если потребуется изменить какой-нибудь размер или форму какого-нибудь элемента модели, например увеличить диаметр шейки до 40 мм, то в документе AutoCAD эти изменения не отразятся, поскольку сохраненный в SolidWorks файл DWG не связан с системой документом. При попытке повторно сохранить файл чертежа SolidWorks в формате DWG можно по неосторожности, перезаписав существующий документ, уничтожить все оформление эскиза, вернув его к первоначальному варианту.

Рис. 1. Исходная модель детали

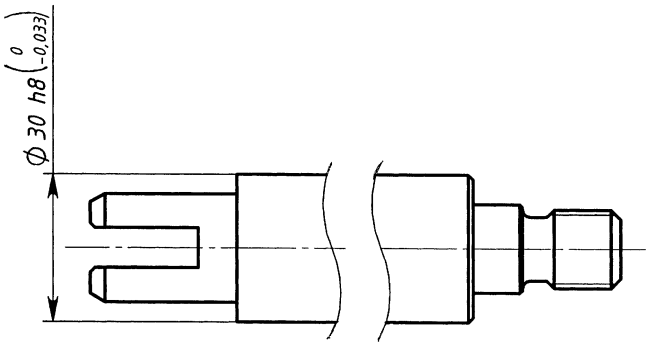


Рис. 2. Эскиз детали в системе SolidWorks

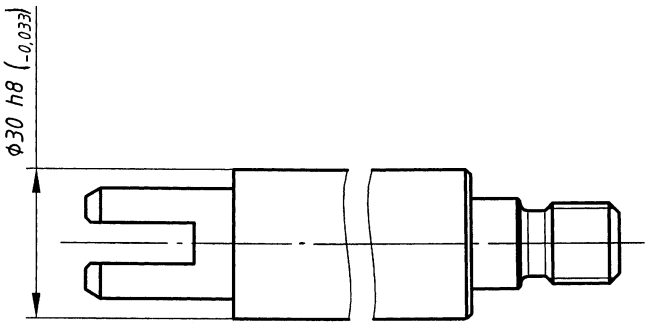


Рис. 3. Эскиз детали в системе AutoCAD

Очевидно, что при подобном оформлении чертежей необходимо иметь механизм автоматического обновления объектов, импортированных из других программ, аналогично механизму OLE Automation.

Система AutoCAD имеет механизм для работы с так называемыми внешними ссылками (*External references* в оригинальной версии системы) — файлами форматов AutoCAD, вставляемыми в основной документ без копирования в него своих геометрических объектов. Работа с внешними ссылками идентична работе с обычными объектами-блоками. Система позволяет добавлять, удалять, изменять размеры и форму внешних ссылок, а также предупреждает пользователя в случае их обновления другой программой.

Однако напрямую с внешними ссылками работать в AutoCAD неудобно, поскольку часто возникает необходимость принудительного изменения размеров и формы геометрических объектов, чтобы чертеж отвечал требованиям стандартов ЕСКД и был более понятным. Внесение таких изменений в модель — зачастую слишком трудоемкий процесс: необходимо вводить новые конфигурации, изменять параметры изделия и т. п. Упрощенное внесение изменений непосредственно в модель возможно только в некоторых САПР, например в программе Pro/ENGINEER. Внесение же изменений в документы, являющиеся внешними ссылками, не имеет смысла, так как при повторном изменении этих документов все изменения уничтожаются.

Очевидно, что для работы с геометрическими объектами внешней ссылки непосредственно в документе их необходимо иметь в рабочем пространстве документа, т. е. в документе надо иметь копии объектов внешней ссылки.

Рассмотрим пример работы с внешней ссылкой.

Упростим чертеж детали, показанный на рис. 2: исключим разрыв вида, уберем размер и осевую линию, зададим масштаб листа 1:1 (рис. 4). Сохраним этот чертеж в формате DWG и вставим его в AutoCAD как внешнюю ссылку (рис. 5). Затем откроем файл сохра-

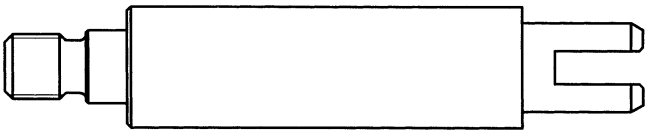


Рис. 4. Упрощенное изображение детали в системе SolidWorks

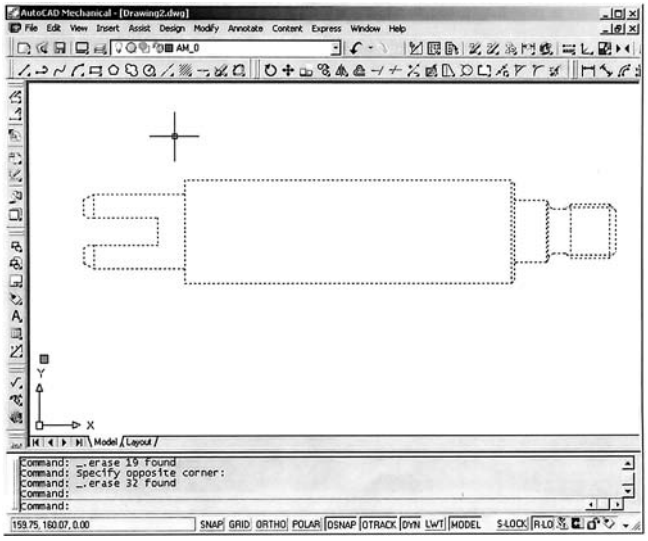


Рис. 5. Внешняя ссылка в модельном пространстве системы AutoCAD

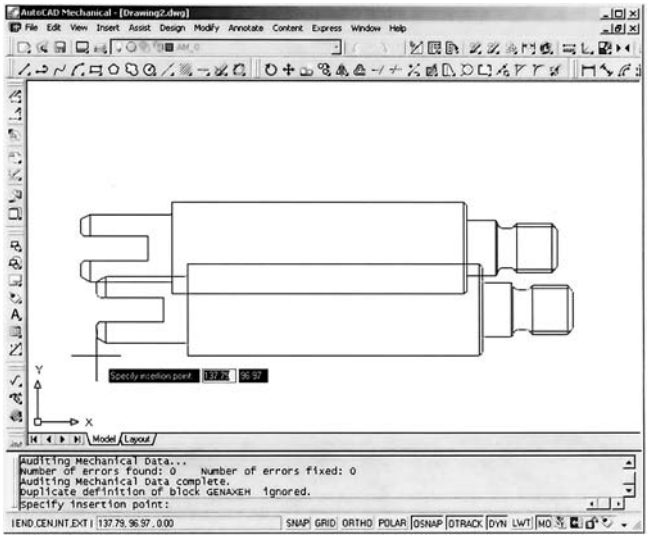


Рис. 6. Перенос внешней ссылки в документ

ненного рисунка и с помощью буфера обмена перенесем объекты внешней ссылки в документ (рис. 6).

Теперь эскиз можно видоизменять в соответствии с требованиями чертежа при сохранении исходного вида детали. При сохранении измененного в системе Solid Works вида модели изменения будут видны и в системе AutoCAD. Для того чтобы исходная внешняя ссылка не выводилась на печать при распечатке чертежа, ее необходимо разместить на непечатаемом слое.

Настройка программ при их совместном использовании

Недостатком описанного выше способа использования внешних ссылок является то, что геометрические объекты документа и внешней ссылки имеют одинаковый цвет и толщину. По умолчанию трехмерные САПР сохраняют свои чертежи в форматах AutoCAD, используя один цвет и толщину линий для всех объектов. При вставке внешних ссылок эти свойства автоматически переносятся в документ и не подлежат изменению, а задание определенного цвета для всего экземпляра внешней ссылки не дает результата. Таким образом, невозможно определить, какая часть изображения на экране принадлежит внешней ссылке, а какая — документу.

Для того чтобы объекты внешней ссылки отличались от объектов документа, надо, чтобы геометрия внешней ссылки имела другой цвет или оттенок, например была бы темнее.

В системе SolidWorks настройка параметров, общих для геометрических объектов экспортируемого документа (цвет, распределение по слоям и пр.), производится при сохранении этого документа в любом другом формате. Диалоговое окно настройки этих параметров вызывается при нажатии кнопки *"Параметры..."* диалогового окна *"Сохранить как..."* из меню *"Файл"*. На рис. 7 показано диалоговое окно настройки параметров при сохранении документов SolidWorks в форматах DWG или DXF.

Разбивка геометрических объектов по слоям, настройка цветов, толщины и типа линий производятся с помощью команд из экранной группы "Настройка отображения SolidWorks в DXF/DWG" (см. рис. 7) Активизация настроек производится установкой флажка "Включить".

Задать нужные настройки можно двумя способами:

первый — с помощью текстового файла настроек, имя которого задается в текстовом поле "Файл отображения";

второй — с помощью диалогового окна настроек. Это окно будет открываться всякий раз при сохранении документа SolidWorks в форматах DWG или DXF, если

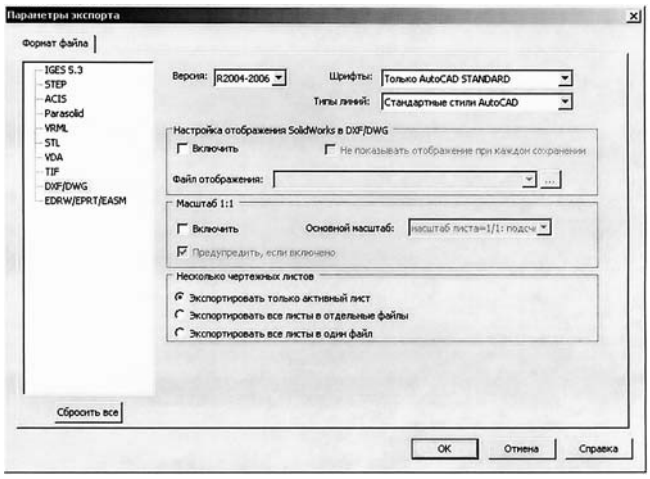


Рис. 7. Диалоговое окно настройки параметров при сохранении документов SolidWorks

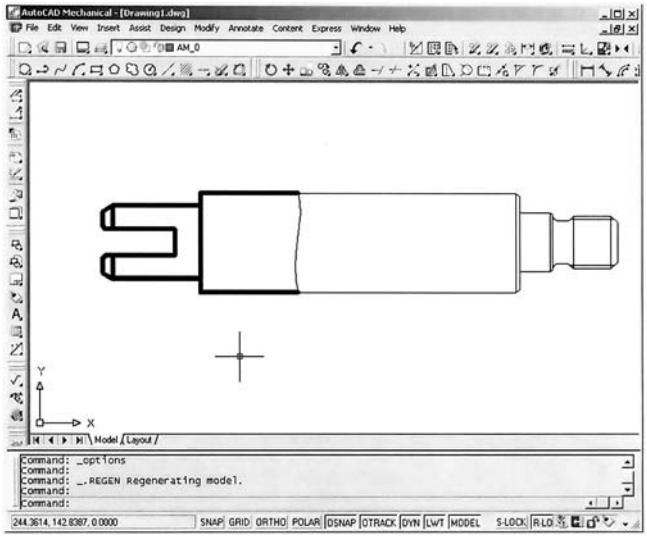


Рис. 8. Внешняя ссылка AutoCAD с предварительной настройкой экспортируемых объектов

сбросить флажок "Не показывать отображение при каждом сохранении".

Пример сохранения чертежа SolidWorks с описанными настройками и последующей вставки его в систему AutoCAD показан на рис. 8: тонкими линиями показана вставленная внешняя ссылка, жирными — геометрические объекты документа.

Автоматизация совместного использования САПР

Для использования в системе AutoCAD геометрических объектов, созданных в системе SolidWorks, необходимо выполнить следующее (кроме настроек самих программ, которые выполняются один раз):

1) сохранить чертеж системы SolidWorks в формате AutoCAD;

2) вставить сохраненную копию в систему AutoCAD как внешнюю ссылку;

3) разместить внешнюю ссылку на непечатаемом слое либо запретить вывод на печать самой внешней ссылки;

4) отдельно открыть вставляемый файл и скопировать в буфер обмена все его содержимое;

5) закрыть вставляемый файл;

6) вставить геометрические объекты внешней ссылки из буфера обмена в документ;

7) разместить вставленные объекты поверх внешней ссылки.

Четвертое действие в данной последовательности можно выполнить по-другому: сначала задать для вставленной внешней ссылки гиперссылку (команда *"hyperlink"*); в качестве маршрута гиперссылки следует указать имя вставляемого файла. В этом случае нет необходимости всякий раз вручную искать нужный файл, чтобы скопировать из него требуемые объекты.

Очевидно, что выполнить всю последовательность действий в нужном порядке довольно сложно. При разработке документации сложных изделий такие операции (при всех преимуществах использования внешних ссылок) занимают значительное время.

Вместе с тем описанная выше последовательность легко поддается автоматизации. Система SolidWorks имеет механизм подключения внешних исполняемых модулей (DLL), с помощью которых можно автоматизировать запись чертежей во внешних форматах и запись в них дополнительной информации (например для распознавания системой AutoCAD вставляемых внешних ссылок как подлежащих обработке). Подробное описание процесса создания и применения динамических подгружаемых библиотек выходит за рамки настоящей статьи.

В свою очередь, в системе AutoCAD имеется множество встроенных программных средств, позволяющих модифицировать систему для выполнения специализированных задач. Это интерпретаторы языков LISP, Visual Basic, DCL и DIESEL — средства использования внешних модулей (DLL и библиотек ObjectAPX) и пр. [1].

В настоящее время авторами разработана программа на языке LISP, автоматизирующая работу с внешними ссылками. Программа является самостоятельным приложением Visual LISP и должна запускаться вместе с системой AutoCAD. Список приложений, подлежащих автоматическому запуску, формируется с помощью команды *"Load Application..."* (меню *"Assist"* в AutoCAD Mechanical, меню *"Tools"* в AutoCAD).

Программа автоматически выполняет пять последних действий описанной выше последовательности. Она построена на механизме обработки так называемых реакторов на события [1, 2] — процедур, автоматически вызываемых при каком-либо действии (событии) пользователя или самой системы при работе с ней. Принципы работы с реакторами рассмотрены в работе [2].

Программа срабатывает только при вставке новой внешней ссылки в документ AutoCAD. Программой обрабатываются реакторы внешних ссылок (*vlr-xref-reactor*), базы данных документа (*vlr-acdb-reactor*) и вызова команд (*vlr-command-reactor*). Происходит это в следующем порядке:

1. В начале выполнения команды вставки внешней ссылки активируется событие: *vlr-beginAttach*, обработчиком которого является пользовательская функция *prog_xp_begin_attach*. Это событие активируется в начале выполнения команды, которая может быть отменена. В связи с этим функция *prog_xp_begin_attach* только задает логический флаг выполнения обработчика события: *vlr-objectAppended* — функции *prog_xp_acdb_append*.

2. Функции *prog_xp_acdb_append* вызывается в процессе выполнения команды, поэтому при ее выполнении система блокирует любые изменения объектов базы данных документа. Функция *prog_xp_acdb_append* формирует список внешних ссылок, которые необходимо обработать, и задает логический флаг выполнения обработчика события: *vlr-commandEnded* функции *prog_xp_cmd_end*.

3. Функция *prog_xp_cmd_end* выполняет конкретные действия по обработке внешних ссылок — задает гиперссылку для объекта внешней ссылки, перемещает этот объект на непечатаемый слой AM_12, а затем копирует

УДК 621.313.04:621.33

Ш. К. ИСМАИЛОВ, д-р техн. наук (ОмГУПС, г. Омск),
В. П. СМИРНОВ, А. М. ХУДОНОГОВ, доктора технических наук (ИрГУПС, г. Иркутск)

Многомерная система контроля и регулирования температуры предельно нагруженного оборудования электровозов

Рассматривается актуальность разработок систем контроля и регулирования температуры предельно нагруженного оборудования электровозов. Предложена многомерная система непрерывного контроля и регулирования, которая стабилизирует температуру обмоток электрооборудования, предотвращая ее перегрев, что повышает долговечность устройства при минимальных затратах электроэнергии на функционирование систем охлаждения.

Development urgency of temperature control and regulating systems for the extremely loaded equipment of electric locomotives is considered. A multivariate monitoring system is suggested to regulate winding temperature of electronic equipment preventing its overheat. This improves the unit service life at minimal electric power expenditure for the cooling system operating.

Повышение массы грузовых электропоездов с целью увеличения провозной и пропускной способности железных дорог требует увеличения мощности электровозов и интенсивности их использования. При создании электровозов нового поколения большой мощности с асинхронным тяговым электроприводом возникает необходимость обеспечения контроля и стабилизации температуры предельно нагруженного оборудования, для чего уже на первых опытных образцах электровозов ЭП10 в обмотках тяговых электродвигателей (ТЭД) было установлено несколько датчиков температуры [1].

Не менее актуальной проблемой является обеспечение контроля и стабилизации температуры оборудования и на уже используемых электровозах переменного тока. По электрифицированным железным дорогам переменного тока, составляющим половину электрифицированных железных дорог России, грузоперевозки осуществляются электровозами нескольких типов: ВЛ60^{К}, ВЛ80^{К}, ВЛ80^{Т}, ВЛ80^{С}, ВЛ80^{Р}, ВЛ85 [2], срок эксплуатации которых составляет от 10 до 35 и более лет. Сегодня новые грузовые электровозы почти не выпускаются, и в ближайшие 10—15 лет предполагается эксплуатация имеющегося в настоящее время парка электровозов. На Восточно-Сибирской железной дороге (ВСЖД) филиала ОАО "РЖД", которая полностью работает на переменном токе, электровозы работают в особенно тяжелых условиях, преодолевая многочисленные крутые и протяженные подъемы. Их нагрузка на 15—25 % превышает нагрузку электровозов остальной сети электрифицированных железных дорог страны.

В настоящее время на Улан-Удэнском локомотивовагоноремонтном заводе при выполнении капитальных ремонтов производится переоборудование электровозов ВЛ80^{Т} и ВЛ80^{С} для увеличения срока их эксплуатации.

Электровозы ВЛ80^{М} оснащаются современной микропроцессорной системой управления с выводом основных параметров работы электровоза на монитор, который расположен на пульте управления. Опыт эксплуатации электровозов ВЛ80^{М} в депо Вихоревка показал, что недостатком данных электровозов является отсутствие информации о температуре основного предельно нагруженного оборудования. При проведении капитального ремонта на электровозе ВЛ80^{М} можно установить недостающую систему контроля.

Эксплуатация электровозов показала, что на долю ТЭД приходится более одной пятой всех отказов. При выходе из строя хотя бы одного двигателя эксплуатация электровозов запрещается. А стоимость ремонта двигателя в несколько раз превышает стоимость ремонта дру-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 37)

объекты из базы данных внешней ссылки в базу данных документа.

Если в документ вставляется сразу несколько внешних ссылок, то копирования объектов не происходит. Это ограничение введено из-за того, что несколько внешних ссылок вставляются в одну и ту же точку, что приводит к наложению скопированных графических объектов друг на друга и дальнейшей путанице при работе с ними.

Таким образом, современные САПР имеют возможности для преобразования рабочих данных и обмена ими друг с другом, что позволяет использовать на разных этапах разработки различные системы. Совместное использование систем помогает устранить недостатки в реализации этапов проектирования, так или иначе присутствующих в каждой САПР. Однако обмен рабочими данными между различными системами зачастую затруднен. При совместном использовании нескольких САПР пользователь вынужден совершать множество рутинных действий, что затрудняет проектирование, поэтому процессы обмена данными нуждаются в автоматизации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Полещук Н. Н.** AutoCAD 2004: разработка приложений и адаптация. СПб.: БХВ-Петербург, 2004. 624 с.
2. **Зуев С. А., Полещук Н. Н.** САПР на базе AutoCAD — как это делается. СПб.: БХВ-Петербург, 2004. 1168 с.

гого оборудования. При этом две трети неисправностей ТЭД, как правило, вызваны пробоями изоляции обмоток.

Испытания показали, что нередко это связано с повышенной скоростью нагревания обмоток из-за неравномерного распределения нагрузки на оборудование и снижением расхода охлаждающего воздуха меньше допустимых значений. Ускоренное старение изоляции обмоток ТЭД обусловлено значительными колебаниями нагрузки при следовании поезда по дорогам горно-холмистого профиля с частыми подъемами и спусками.

Распределение отказов электровозов переменного тока на ВСЖД по видам оборудования приведено в табл. 1.

Наибольшее число отказов оборудования электровозов приходится на электроаппаратуру, ТЭД и асинхронные вспомогательные электрические машины (ВЭМ).

В 2002 г. на расширенном заседании коллегии МПС РФ было отмечено, что состояние безопасности движения поездов в локомотивном хозяйстве резко ухудшилось, что в значительной мере связано с техническим состоянием локомотивного парка. В 2001 г. 77 % отказов произошло из-за неисправности оборудования тягового подвижного состава. И относительно 2000 г. число отказов увеличилось на 104 случая и достигло 1417. Практически все качественные ремонтные показатели были снижены. Ежесуточный перерасход на содержание 200 локомотивов составил 1,4 млн р.

Высоким остается число неплановых ремонтов. В целом по сети железных дорог в 2001 г. для электровозов оно составило 7044. Расход средств на неплановый ремонт локомотивов составил 117 млн р.

Возросло число отказов практически по всем основным узлам локомотивов: рост отказов ТЭД составил 16 %, ВЭМ — 5 %, электроаппаратуры — 18 %, дизелей 15 %. Главная причина — отсутствие запасных частей. Рост отказов связан и с имеющимися перепробегами локомотивов до текущих ремонтов. В 2001 г. средний перепробег локомотивов составил 12,7 % от нормативного пробега до текущего ремонта.

Таблица 1

Распределение отказов электровозов ВСЖД по видам оборудования

Оборудование	Частость отказов m_i, %	
	1999 г.	2000 г.
Электроаппаратура	30,8	30,3
ТЭД	20,5	19,9
Асинхронные вспомогательные электрические машины	14,4	12,8
Колесные пары	8,2	8,1
Механическое оборудование	7,1	7,3
Автотормозное оборудование	3,4	3,9
Приборы безопасности	4,3	4,7
Прочее	13,4	13,1

Примечание. $m_i = N_i/\Sigma N100$, где N_i — число отказов и повреждений одного вида оборудования; ΣN — общее число отказов и повреждений.

Таблица 2

Распределение отказов ТЭД электровозов по видам отказов, %

Вид отказа	Двигатель	
	НВ-418К6	НВ-514
Пробой изоляции, межвитковое замыкание якорных обмоток	16,90	21,80
Пробой изоляции:		
главных полюсов	12,40	29,80
дополнительных полюсов	3,60	11,40
компенсационных обмоток	3,20	3,59
Повреждение соединений:		
главных полюсов	1,37	1,65
дополнительных полюсов	5,04	2,48
компенсационных обмоток	1,37	1,38
Повреждение перемычек щеткодержателей	0	1,10
Повреждение выводных кабелей	1,37	1,10
Выплавление петушков коллекторов	7,30	0,80
Повреждение кронштейнов траверсы	2,29	1,10
Разрушение бандажей якорей	5,90	0,80
Повреждение моторно-якорных подшипников	22,90	12,70
Повреждение остовов	13,30	6,90
Повреждение поверхности коллектора	1,37	0
Прочие	13,30	3,30

Для повышения производительности на железных дорогах широко используется увеличение средней массы поездов. В результате превышаются допустимые эксплуатационные показатели транспортного средства, что ведет к резкому сокращению сроков службы его узлов, в первую очередь таких, как ТЭД, колесные пары, электроаппаратура. Тяговый подвижной состав, обладая определенным запасом надежности, не выходит сразу из строя, а накапливает неисправности, которые приводят к массовым отказам.

В табл. 2 приведено распределение отказов тяговых электродвигателей НБ-418К6 и НБ-514 электровозов на ВСЖД по данным за 2001 г. Причинами отказов ТЭД и ВЭМ являются электрические пробои и межвитковые замыкания обмоток главных и дополнительных полюсов, компенсационных обмоток, обмоток якоря; повреждения выводов катушек и кабелей, что указывает на наличие факторов, отрицательно влияющих на электрическую прочность изоляции обмоток и необходимость детального исследования протекающих в них физико-химических процессов.

Исследования надежности предельно нагруженного оборудования указывают на необходимость ввода бортовых систем контроля теплового состояния оборудования.

Для повышения надежности электровозов целесообразно введение многоуровневой системы контроля, работающей по принципу многомерности и непрерывности. В данном случае предлагается многомерный контроль температуры нескольких наиболее уязвимых узлов и оборудования электровозов: ТЭД-якоря; обмоток главных и дополнительных полюсов; компенсационных об-

моток; моторно-якорных и моторно-осевых подшипников; сглаживающих реакторов (СР) и их выводов; выпрямительно-инверторных преобразователей (ВИП) — наиболее нагруженных и наименее охлаждаемых тиристоров; асинхронных ВЭМ (АВЭМ) — статорных обмоток, ротора и подшипников.

Непрерывный контроль температуры обеспечивает своевременное получение информации о перегреве оборудования и срабатывание защитной аппаратуры даже в случае резкого скачка температуры, который происходит за десятые доли секунды.

Многоуровневый контроль дает возможность прогнозировать нарастание температуры. Исследование показало, что для контроля нагруженного оборудования электровозов следует применять металлические термосопротивления с линейной характеристикой и полупроводниковые термосопротивления как с отрицательным, так и с положительным (позисторы) температурным коэффициентом сопротивления (ТКС). Возможно также использование диодов, транзисторов, работающих в режиме диода, и биметаллических реле-регуляторов.

Для контроля температуры обмотки якоря ТЭД наиболее эффективным является метод косвенного измерения температуры якоря по температуре компенсационной обмотки.

В настоящее время элементы многоуровневой системы непрерывного контроля применяются на электровозах ВЛ80^{Т} для измерения температуры ТЭД и сглаживающих реакторов и электровозах ВЛ85 для определения температуры ТЭД, моторно-якорных подшипников и подшипников колесных пар (рис. 1).

В двухуровневой системе контроля комплекс датчиков (КД) в соответствии с температурой вырабатывает сигналы (см. рис. 1, *а*), которые поступают на вход измерительного устройства (ИУ) с встроенным устройством температурной защиты (УВТЗ). Если температура контролируемых объектов не превышает допустимых пределов, суммарное сопротивление последовательно включенных позисторов одного УВТЗ не превышает допустимого значения и в схеме сигнализации (СС) горит лампа зеленого цвета. При повышенной температуре одного из контролируемых объектов увеличивается сопротивление позистора и, если суммарное сопротивление позисторов УВТЗ достигает порогового значения, оно срабатывает. В СС загорается лампа красного цвета. Это указывает на необходимость устранения причины перегрева путем уменьшения тока нагрузки, отключением ТЭД или повышением интенсивности вентиляции.

Работа трехуровневой системы контроля (см. рис. 1, *б*) температуры оборудования состоит из двух этапов. На первом этапе по сигналу от КД1 при срабатывании ИУ1 в СС загорается лампа желтого цвета. На втором этапе прогнозируется предварительный перегрев оборудования ($t_{пр} = t_{доп} - 15$). Здесь задействованы комплекс датчиков (КД2), измерительное устройство (ИУ2) и схема сигнализации (СС). Красная лампа сигнализирует об увеличении температуры одного из контролируемых объектов до предельно допустимого значения.

Возможно исполнение системы контроля на интегральных микросхемах (ИМС), работающей по принципу жесткой логики, а также создание микропроцессорных систем или систем контроля на основе ЭВМ, для работы которых необходимы программные средства. С учетом условий эксплуатации и уровня электрооборудования электровозов представляется целесообразным использование системы контроля температуры на ИМС с автоматической жесткой логикой.

Система контроля на ИМС с жесткой логикой для тяговых электродвигателей электровоза ВЛ85 показана на рис. 2.

КД в соответствии с температурой контролируемого объекта вырабатывают сигналы, которые поступают на вход электронного аналогово-цифрового коммутатора (АЦК), выполняющего в определенной последовательности опрос КД. Дискретные сигналы с АЦК поступают на вход мостового измерительного устройства (ИУ), где усиливаются и направляются на устройство индикации температуры (УИТ), далее на пороговое устройство (ПУ). ПУ распознает выходные сигналы АЦК. Опрос датчиков и распознание сигналов повторяются до тех пор, пока ПУ не зафиксирует превышение температуры. Тогда ПУ вырабатывает сигнал остановки опроса (E_0), который поступает на устройство управления (УУ), представляющее собой аналогово-цифровой ком-

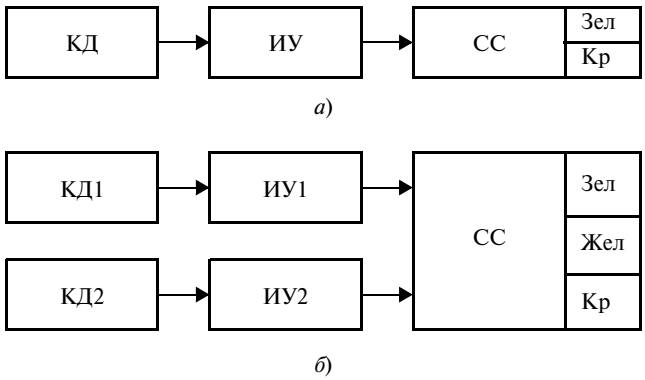


Рис. 1. Схемы систем непрерывного контроля и регулирования температуры оборудования электровозов ВЛ80^{Т} и ВЛ85:
а — двухуровневая; *б* — трехуровневая

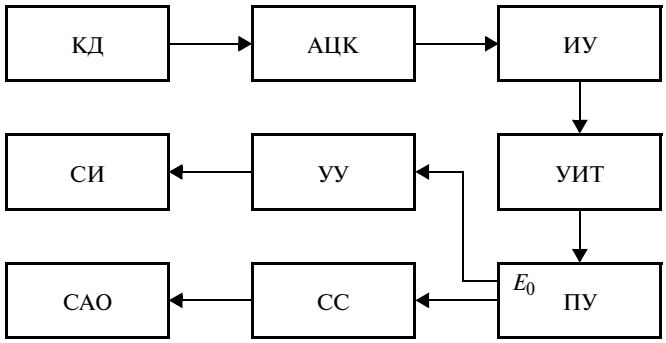


Рис. 2. Схема системы контроля и регулирования температуры, построенная на ИМС с жесткой логикой

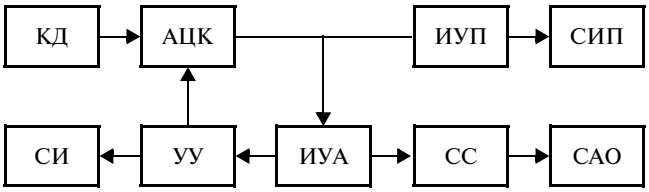


Рис. 3. Схема системы контроля и регулирования температуры ТД и СР секций электровоза ВЛ85

мутатор. Одновременно ПУ активизирует схему сигнализации (СС) и схему аварийного отключения (САО), которая регулирует время отключения. Начинается отсчет времени до отключения линейного контактора или быстродействующего выключателя предаварийного ТЭД. При остановке АЦК схема индикации (СИ) устанавливает номер перегретого ТЭД. Обслуживающий персонал электровоза в соответствии с полученной информацией должен принять решение по устранению причин возникновения перегрева ТЭД. Если причина перегрева не устранена, а температура ТЭД остается выше предельно допустимой, то по истечении установленного времени задержки САО произведет отключение перегретого двигателя. При снижении температуры отключенного ТЭД система контроля разрешает его включение.

Микропроцессорная система температурного контроля, где в качестве датчиков температуры использовались термосопротивления с отрицательным ТКС типа ММТ-1, реализованы в опытном образце температурного контроля ТЭД и СР секции электровоза ВЛ85 (рис. 3). Здесь выходной сигнал АЦК поступает на вход измерительного устройства предварительного нагрева (ИУП) (компаратор) ($t_{пр} = t_{доп} - 20$), где производится его распознание. Процесс повторяется до тех пор, пока температура одного из ТЭД или СР не превысит определенного значения. При этом сработает индикация схемы информации о предварительном нагреве (СИП). При дальнейшем увеличении температуры ТЭД или СР до предельно допустимого измерительное устройство аварийного нагрева (ИУА) подаст сигнал через устройство управления на АЦК и опрос КД прекратится. СИ и СС подают световой сигнал и показывают вид и номер перегретого оборудования, а схема аварийного отключения начинает отсчет времени на его аварийное отключение.

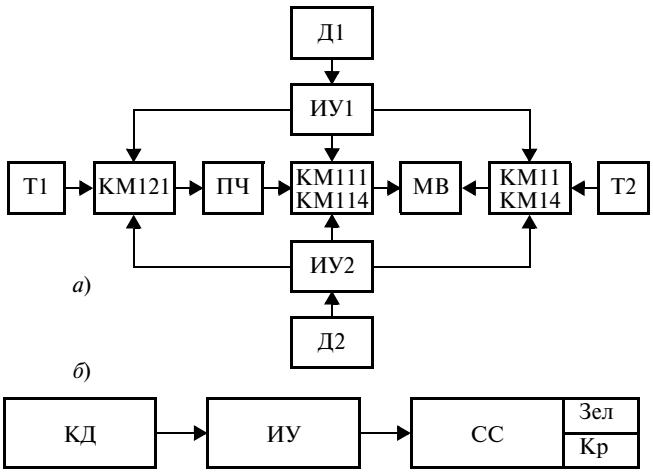


Рис. 4. Схемы систем контроля и регулирования температуры оборудования электровоза ВЛ85:
а — коллектора; *б* — ВИП, СР и ТЭД

Анализ методов и средств регулирования показал, что для электровозов переменного тока наиболее приемлемыми являются следующие системы регулирования температуры коллекторов тяговых электродвигателей: во-первых, двухпозиционное одноконтурное регулирование по контуру путем изменения расхода охлаждающего воздуха изменением частоты вращения якоря мотор вентиляторов (МВ); во-вторых, трехпозиционное одноконтурное регулирование по контуру с изменением частоты вращения МВ; в-третьих, двухпозиционное двухконтурное регулирование: первый контур — регулирование путем изменения расхода охлаждающего воздуха (регулируется частота вращения МВ), второй контур — регулирование изменением значения тока нагрузки силового блока (изменяется напряжение управления БУВИП) (рис. 4).

С датчика температуры позистора Д1 информация о температуре коллектора (температура коллектора определяется по температуре компенсационной обмотки) непрерывно поступает на измерительное устройство ИУ1. При снижении температуры коллектора до 70 °С ИУ1 подает сигнал на включение контактора КМ121 и отключение контакторов КМ11 и КМ14, сигнал поступает на преобразователь частоты (ПЧ) типа ПЧ25/50, а с контакторов КМ11 и КМ14 — на мотор-вентиляторы МВ, питание которых отключается напряжением от трансформатора Т2. Контакторы КМ111 и КМ114 включаются через 4÷6 с — на мотор-вентилятор МВ подается напряжение.

При повышении температуры коллектора до 80 °С по сигналу датчика Д2 измерительное устройство ИУ2 отключает контактор КМ121, питание ПЧ, контакторы КМ111 и КМ114 и включает контакторы КМ11 и КМ14. На мотор-вентиляторы МВ подается напряжение.

Контроль ВИП, СР и ТЭД электровоза осуществляет система, включающая в себя комплекс датчиков КД, измерительные устройства ИУ и схему световой сигнализации СС.

Таким образом, предлагаемые системы контроля и регулирования температуры оборудования электровозов поддерживают температуры обмоток устройств в заданных пределах независимо от условий и режимов работы силового блока и тем самым повышают долговечность ТЭД, СР, ВИП и АВЭМ при минимальных затратах электроэнергии в системах охлаждения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Моделирование** электромеханической системы электровоза с асинхронным тяговым приводом / Ю. А. Бахвалов, А. А. Зарифьян, В. Н. Кашников и др.; Под ред. Е. М. Плохова. М.: Транспорт, 2001. 386 с.

2. **Электрификация** железных дорог России (1929—1999) / Под ред. П. И. Шпакина. М.: Интекст, 1999. 280 с.

УДК 621.9.08

Г. М. ТРОМПЕТ, канд. техн. наук, А. Я. КРАСИЛЬНИКОВ, д-р техн. наук (ГОУ ВПО УГТУ-УПИ г. Екатеринбург)

Анализ динамических характеристик виброконтактной системы управляющего контроля

Дано определение известными методами преобразования Лапласа точностной характеристики (времени переходного процесса) системы управляющего контроля виброконтактного принципа действия с полностью передаточной функцией. Приведено уравнение движения колебательной системы виброконтактного измерительного преобразователя. С целью теоретического подтверждения целесообразности использования данного устройства управляющего контроля в управлении технологическим процессом обработки различных деталей определены круговая частота собственных недемпфированных колебаний системы, коэффициент степени успокоения и действительная длительность переходного процесса.

Definition is given by the known Laplace transformation for the accuracy characteristic (response time) of the operating check system of vibrating-contact action principle with completely transfer function. An equation of vibrating-contact transducer system motion is described. A system free non-damping vibration angular frequency damping degree factor and actual duration of transient process are determined aimed at theoretical verification for the expediency of this operating check unit usage in the control of different components machining technological process.

Основной задачей анализа динамических характеристик приборов и датчиков управляющего контроля является определение их реакции $y(t)$ на заданное воздействие $x(t)$ изменения размера контролируемых деталей (рис. 1). Этот расчет проводится с помощью передаточной функции $W(p)$ известными методами преобразования Лапласа.

Уравнение движения колебательной системы виброконтактного измерительного преобразователя имеет вид [1]:

$$J_z\ddot{\varphi} + h\dot{\varphi} + k\varphi = \frac{\mu_0 S_э W_э^2 l_1}{2(\delta - l_1\varphi)} i^2 + \frac{H_c^2 l_м^2 l_2}{2\mu_0 S_м R^2}, \qquad (1)$$

где J_z — момент инерции колебательной системы относительно оси колебаний; h — коэффициент сопротивления (затухания); k — коэффициент упругости (жесткости); φ — угол поворота колебательной системы; μ_0 — магнитная проницаемость воздуха; $S_э$, $W_э$ — площадь сердечника и число витков обмотки электромагнита; l_1 — расстояние от точки приложения измерительного щупа до точки приложения силы электромагнита; δ — воздушный зазор между якорем и сердечником электромагнита; i — ток в обмотке электромагнита; H_c — коэрцитивная сила магнита; $S_м$, $l_м$ — площадь сердечника и длина постоянного магнита; l_2 — расстояние от точки закрепления измерительного щупа до точки приложения силы постоянного магнита; R — усредненное сопротивление воздушного зазора между постоянным магнитом и катушкой индуктивности.

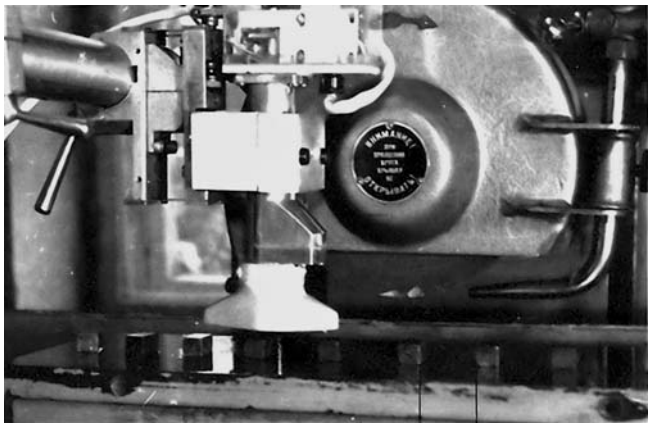


Рис. 1. Установка для контроля деталей с прерывистыми поверхностями

При постоянной амплитуде колебаний и малых изменениях амплитуды, что соответствует тонкому точению и шлифованию, где припуск на обработку находится в пределах 50 мкм [2], $l_1\varphi \to 0$, поэтому первое слагаемое в правой части равенства (1) примем независящим от φ, а влияние постоянного магнита, учитываемое вторым слагаемым в правой части, настолько мало, что последнее на порядок меньше первого слагаемого и им можно пренебречь. С учетом изложенного выше выражение (1) примет вид:

$$J_z\ddot{\varphi} + h\dot{\varphi} + k\varphi = Qi^2, \quad \text{где } Q = \frac{\mu_0 S_э W_э^2 l_1}{2(\delta - l_1\varphi)}.$$

Если принять угол φ за выходной сигнал, то передаточная функция прибора будет [3]:

$$W(p) = \frac{\varphi(p)}{x(p)} = \frac{Q}{J_z p^2 + hp + k},$$

где p — оператор преобразования Лапласа.

Рассмотрим реакцию колебательной системы виброконтактного измерительного преобразователя на ступенчатое воздействие, описываемое уравнением $X = Al(t)$ при нулевых начальных условиях ($t = 0$, $\varphi = \dot{\varphi} = 0$).

Возьмем характеристическое уравнение системы $J_z p^2 + hp + k = 0$ и представим его в виде

$$p^2 + 2\alpha p + \omega_0^2 = 0, \qquad (2)$$

где $\alpha = h/2J_z$; $\omega_0 = \sqrt{k/J_z}$.

Параметр ω_0 имеет определенный физический смысл: он определяет круговую частоту собственных колебаний недемпфированных колебаний системы.

Введем безразмерный коэффициент, называемый степенью успокоения, $\gamma = \alpha/\omega_0 = h/(2\sqrt{J_z k})$, и запишем характеристическое уравнение (2) в виде:

$$p^2 + 2\gamma\omega_0 p + \omega_0^2 = 0. \quad (3)$$

Корни уравнения (3) определяются из выражения

$$p_{1,\,2} = -\gamma\omega_0 \pm \omega_0\sqrt{\gamma^2 - 1}\,. \quad (4)$$

Вид переходного процесса зависит от характера корней p_1, p_2. Здесь могут быть три случая: 1) корни неравные и действительные ($p_1 \neq p_2$); 2) корни равны ($p_1 = p_2$) и 3) корни неравные и комплексные ($p_1 \neq p_2$).

Рассмотрим первый случай (в этой работе два последующих случая не рассматриваются), когда корни неравные и действительные ($p_1 \neq p_2$), что соответствует $\gamma > 1$. Переходная функция виброконтактной измерительной системы при $p_1 \neq p_2$ имеет вид [4]:

$$\varphi(t) = \frac{Q}{k}\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_2 - p_1}\,e^{p_1 t} + \frac{p_1}{p_1 + p_2}\,e^{p_1 t}\right)\right]. \quad (5)$$

Разделив выражение (5) на установившееся значение $\varphi(\infty) = Q/k$, выразив в соответствии с уравнением (4) p_1 и p_2 через ω_0 и γ и заменив $\omega_0 t$ на τ, получим выражение переходной функции в безразмерной форме:

$$\varepsilon = \frac{\varphi(t)}{\varphi(\infty)} = 1 - \left[\left(\frac{\gamma + \sqrt{\gamma^2 - 1}}{2\sqrt{\gamma^2 - 1}}\,e^{\tau\sqrt{\gamma^2 - 1}} - \right.\right.$$

$$\left.\left. - \frac{\gamma - \sqrt{\gamma^2 - 1}}{2\sqrt{\gamma^2 - 1}}\,e^{-\tau\sqrt{\gamma^2 - 1}}\right)e^{-\gamma\tau}\right],$$

где τ — безразмерное время.

Известно, что переходный процесс в системе 2-го порядка при $\gamma = 1$ и нулевых начальных условиях имеет апериодический характер (рис. 2).

Динамическая ошибка системы такова:

$$1 - \varepsilon = \left[\left(\frac{\gamma + \sqrt{\gamma^2 - 1}}{2\sqrt{\gamma^2 - 1}}\,e^{\tau\sqrt{\gamma^2 - 1}} - \right.\right.$$

$$\left.\left. - \frac{\gamma - \sqrt{\gamma^2 - 1}}{2\sqrt{\gamma^2 - 1}}\,e^{-\tau\sqrt{\gamma^2 - 1}}\right)e^{-\gamma\tau}\right]. \quad (6)$$

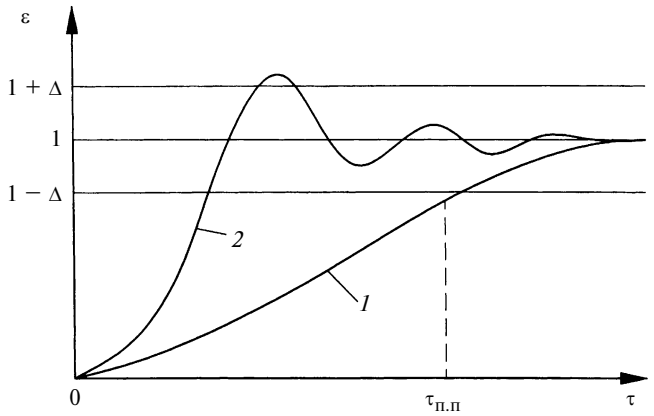


Рис. 2. График переходного процесса:
1 — апериодический характер; *2* — периодический характер; $\tau_{п.п}$ — безразмерное время переходного процесса

Если левую часть уравнения (6) приравнять к допустимой динамической ошибке $\Delta = 1 - \varepsilon$ и решить это уравнение относительно τ, то получим безразмерную длительность переходного процесса.

Уравнение (6) не имеет явного решения относительно τ; возможно лишь численное решение этой задачи. Для решения данного уравнения принимаем допустимую динамическую ошибку $\Delta = 0{,}1$ [3, 5], а значения степени успокоения γ — по таблице.

Значения безразмерной длительности переходного процесса виброконтактной системы управляющего контроля при $\gamma > 1$ и $\Delta = 0{,}1$

γ	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
$\tau_{п.п}$	3,91	4,40	4,90	5,54	6,02	6,49

Действительная длительность переходного процесса равна найденному из таблицы значению $\tau_{п.п}$, деленному на ω_0. С целью практического определения длительности переходного процесса при допустимой ошибке $\Delta = 0{,}1$ рассмотрим виброконтактную измерительную систему управляющего контроля (см. рис. 1), которая имеет параметры: $J_z = 0{,}078$ г · см · с^2; $h = 9{,}4$ г · см · с; $k = 216$ г · см/рад.

Находим значения α и ω_0:

$$\alpha = \frac{h}{2J_z} = \frac{9{,}4}{2 \cdot 0{,}078} = 58{,}1\ \text{с}^{-1};$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{J_z}} = \sqrt{\frac{216}{0{,}078}} = 53\ \text{с}^{-1}.$$

Степень успокоения системы $\gamma = \alpha/\omega_0 = 58{,}7/53 = 1{,}1$.

Следовательно, процесс апериодический (см. рис. 2). По таблице определяем $\tau_{п.п} = 4{,}4$. Действительная длительность переходного процесса

$$t_{п.п} = \tau_{п.п}/\omega_0 = 4{,}4/53 = 0{,}083 \approx 0{,}1\ \text{с}.$$

Выполненные расчеты подтверждают успешность использования рассмотренной системы управляющего контроля в технологических процессах изготовления различных деталей [6].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тромпет Г. М.** Формирование сигнала в виброконтактных системах управляющего контроля // Технология производства машин: Межвуз. сб. науч. тр. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2003. Вып. 1. С. 43—48.
2. **Носенко В. А., Шегай А. А.** Выбор СОТС для глубинного шлифования сплавов на основе титана // Проблемы машиностроения и технологии материалов на рубеже веков: Сб. статей 8-й Междунар. науч.-техн. конф Ч. 1. Пенза, 2003. 446 с.
3. **Браславский Д. А.** Приборы и датчики летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1990. 384 с.
4. **Теория** автоматического регулирования / Под ред. В. В. Солодовникова. М.: Машиностроение, 1967. 267 с.
5. **Тромпет Г. М., Барышников Ю. А.** Анализ преобразования информации прибором активного контроля с вибрирующим щупом // Автоматизация технического контроля качества в машиностроении: Межвуз. сб. науч. тр. / Под ред. проф. В. В. Кандашевского, доц. А. И. Савича. Омск: ОмПИ, 1980. 230 с.
6. **Основы** автоматизации машиностроительного производства: Учеб. для машиностроит. спец. вузов / Е. Р. Ковальчук, М. Г. Косов, В. Г. Митрофанов и др.; Под ред. Ю. М. Соломенцева. М.: Высшая школа, 1999. 312 с.

УДК 621.822.5:699.841

В. А. НАДЕИН (НГБ "Энергодиагностика"),
Ю. Н. ДРОЗДОВ, д-р техн. наук, академик РАКЦ и РИА,
В. Н. ПУЧКОВ, канд. техн. наук, М. В. ПУЧКОВ (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН)

Характеристики маятниковых подшипников скольжения — сейсмоизоляторов[1]

Представлены фрикционные маятниковые подшипники (ФМП), используемые для сейсмической изоляции надфундаментных частей мостов, зданий и других сооружений, а также снижения силовых воздействий другого происхождения. Применение ФМП в сейсмоопасных районах дает возможность снизить вероятность повреждения зданий при сильных землетрясениях.

Представлены характеристики ФМП, определяющие их период колебаний, вертикальную нагрузочную способность, фрикционные свойства, демпфирование, способность к смещению и др. Разработана экспериментально-расчетная методология определения ресурса (с использованием зависимости для определения интенсивности изнашивания, представленной в обобщенных переменных) и коэффициента трения ФМП.

Friction pendular bearings used as seismic insulators for the superfoundation parts of bridges, buildings and other constructions, as well as to reduce forcing of other origin, are covered. Friction pendular bearings usage in seismic regions allows for decreasing building damage probability at severe earthquakes.

The described characteristics of friction pendular bearings determine their vibration period, vertical loading capability, friction properties, damping, ability for displacement, et al. An experimental-calculative procedure is developed to determine working life, applying dependences for wear-rate determination presented in generalized variables, and friction coefficient of the friction pendular bearings.

Свойства маятниковых опор были предметом пристального внимания выдающихся ученых Н. Е. Жуковского, Д. И. Менделеева, Н. И. Мерцалова и ряда ученых-трибологов XX века. В этих работах были заложены основы теории маятниковых опор и продемонстрировано прикладное значение фрикционного маятника, поглощающего механическую энергию за счет сил трения. Впоследствии маятниковые опоры нашли применение в точных приборах для измерения поверхностной энергии, твердости материалов и ускорения свободного падения [1].

Реальная возможность применения маятниковых опор скольжения как эффективного средства для поглощения энергии внешних силовых воздействий появилась в последние 30÷40 лет благодаря развитию новых технологий (в особенности в связи с развитием космических исследований в СССР и США) и появлению новых триботехнических материалов (таких как антифрикционные самосмазывающиеся тканые волокнистые материалы) [2, 3].

Первоначально при строительстве мостов, зданий и других сооружений с целью компенсации механических, тепловых и сейсмических воздействий в период их эксплуатации предпринимались попытки применения простых самосмазывающихся (немаятниковых) опор скольжения [3]. За период с 1968 по 1984 гг. в СССР, США, Великобритании, Германии, Франции и Японии были опубликованы более 40 авторских свидетельств и патентов, в которых описаны самосмазывающиеся подшипники скольжения с антифрикционными волокнистыми материалами в качестве вкладыша, нашедшие применение в строительстве крупных промышленных сооружений. Однако очевидно, что обычные (немаятниковые) опоры скольжения можно применять только при отсутствии сейсмического воздействия, так как они не обладают в необходимой мере способностью поглощать энергию сейсмических толчков и не обеспечивают эффективного гашения колебаний конструкции при землетрясениях. Поэтому при создании сейсмостойких сооружений для сейсмической изоляции стали применять демпферы иного типа: эластомерные, гидравлические и комбинированные демпферы (с разрушающимися конструктивными элементами). В 1987 г. появилось первое описание фрикционного маятникового подшипника скольжения, заявленного в качестве нового средства сейсмической изоляции при возведении крупных сооружений [4].

В настоящее время фрикционные маятниковые подшипники (ФМП) скольжения довольно широко используются при строительстве сооружений в сейсмоактивных зонах Америки и Японии в качестве демпферов (изоляторов) для защиты поддерживаемой конструкции от повреждений, возникающих в результате землетрясений, а также от силовых воздействий иного рода (ветер, тепловые деформации, ледовые и волновые нагрузки) [5, 6].

Фрикционный маятниковый подшипник является частным случаем маятника. Принцип действия маятникового подшипника скольжения иллюстрирует рис. 1. Шарнирный ползун совершает колебания относитель-

[1] Работа выполнена при поддержке РФФИ. Грант № 06-08-00363.

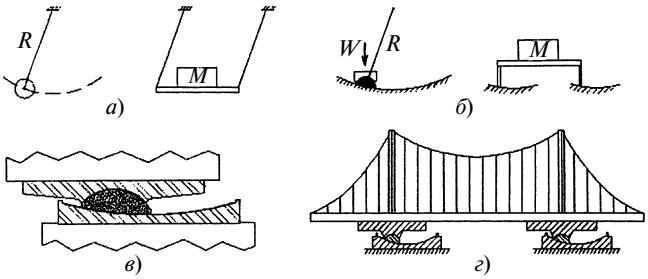


Рис. 1. Принцип действия ФМП:
а — схема маятникового движения; *б* — схема скользящего маятникового движения ФМП; *в* — принципиальная схема ФМП; *г* — схема расположения ФМП под сооружением

но центра кривизны сферической вогнутой поверхности, радиус R которой играет роль длины маятника. Период колебаний ФМП определяется по формуле $T = 2\pi\sqrt{R/g}$, где g — ускорение свободного падения.

Независимо от того, будет ли вогнутая поверхность обращена вверх или вниз, подшипник будет работать одинаково. Свойства ФМП могут изменяться в широком диапазоне. Так, при изменении периода скольжения с 2 до 3 с сила сдвига уменьшается и увеличивается смещение; при изменении коэффициента трения с 0,10 до 0,05 дополнительно уменьшается сила сдвига и увеличивается смещение.

Схематично конструкция ФМП показана на рис. 2. Плита *1* со сферической вогнутой поверхностью установлена сверху из соображений удобства при эксплуатации. При таком расположении плиты *1* загрязнения не попадают на поверхность скольжения. На поверхность ползуна *3* нанесено антифрикционное полимерное самосмазывающееся покрытие *4*.

Если силы, возникающие при землетрясении, не превышают силы трения, конструкция, установленная на ФМП, соответствует обычной конструкции без изолятора со своим периодом колебаний, лежащей на основании. Как только уровень сил трения будет превышен, конструкция начнет совершать колебания с периодом ФМП, при этом динамический отклик и демпфирование определяются свойствами подшипника.

Характеристики маятника используются для увеличения периода естественных колебаний изолированной конструкции так, чтобы избежать наибольших сил, возникающих при землетрясении. Во время землетрясения шарнирный ползун подшипника скользит вдоль вогнутой поверхности, заставляя опору двигаться в пределах малых перемещений маятника. Полусферическая конструкция шарнирного ползуна позволяет получить относительно однородное распределение давления под ним, что предотвращает концентрацию напряжений в подшипнике. На рис. 3 представлены характеристики ФМП, зависящие от силы трения, вертикальной нагрузки и конструктивных параметров: $f_д$ — динамический коэффициент трения; D — проектное перемещение; W — вертикальная нагрузка; $F = f_д W + (W/R)D$ — максимальная горизонтальная сила; R — радиус кривизны; $T = 2\pi\sqrt{R/g}$ — период колебаний ФМП; $K_i = f_д W/D_y$ — начальная жесткость; $K_{эф} = F/D$ — эффективная жесткость; $K = W/R$ — жесткость ФМП; $T_{эф} = 2\pi\sqrt{W/K_{эф}g}$ — эффективный период колебаний ФМП; $B = (2/\pi)[f_д/(f_д + D/K)]$ — эффективное демпфирование; $D_y = 0{,}24$ см — начальное перемещение при страгивании.

Фрикционные маятниковые подшипники можно моделировать как двулинейные гистерезисные элементы. Боковая восстанавливающаяся жесткость ФМП

$$K = W/R,$$

где W — вертикальная нагрузка (вес конструкции).

Эта формула определяет жесткость маятника. Тот факт, что период колебаний ФМП не зависит от массы поддерживаемой конструкции, является важным свойством, дающим преимущества при регулировании отклика конструкции. Нужный период колебаний можно устанавливать, выбирая радиус кривизны вогнутой поверхности. Этот период не изменяется для легких или тяжелых конструкций, или в случае, если масса конструкции изменяется или отличается от предполагаемой. Демпфирование контролируется гистерезисным динамическим трением, которое также автоматически устанавливается при наличии неопределенностей или при изменении массы конструкции. Это свойство подшипника автоматически регулироваться при наличии неопределенности или увеличении массы конструкции повышает его надежность.

В процессе силового воздействия опорная система ФМП уменьшает максимальную величину горизонтальной силы, передаваемой на поддерживаемую конструкцию, до значения, которое меньше предела упругости поддерживаемой конструкции. Когда боковая сила,

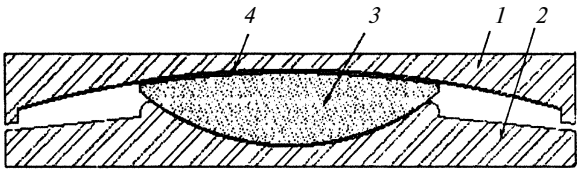


Рис. 2. Схема устройства ФМП:
1 — плита с вогнутой поверхностью; *2* — плита корпуса; *3* — шарнирный ползун; *4* — самосмазывающийся материал на поверхности шарнирного ползуна

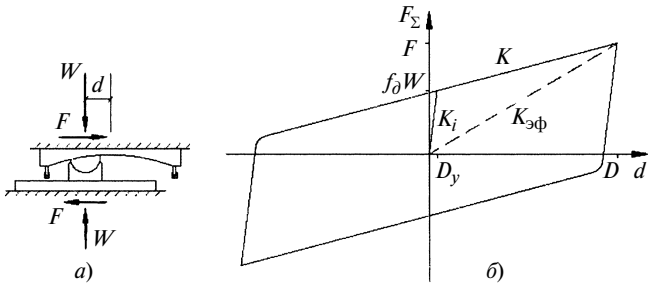


Рис. 3. Схема действия сил в ФМП (*а*) и гистерезисная петля (*б*)

возникающая при горизонтальном движении основания, превысит пороговый уровень силы трения покоя, поддерживаемая конструкция, установленная на верхних плитах подшипников, сместится в боковом направлении относительно плиты корпуса. Поддерживаемая конструкция удерживается благодаря шарнирному ползуну. Большие несущие поверхности ползуна и его выпуклая поверхность скольжения позволяют устройству воспринимать высокие конструкционные нагрузки. Особенно важно, что шарнирный ползун по своей природе устойчив. При любых комбинациях вертикального и бокового усилий результирующий вектор сил от действия нагрузок направлен по нормали к поверхности ползуна. Какая бы вертикальная нагрузка не действовала на шарнирный ползун, результирующий вектор должен быть направлен вниз и не вызывать опрокидывания шарнирного ползуна. Сила трения, которая направлена по касательной к поверхности ползуна, также действует как восстанавливающая и препятствует опрокидыванию шарнирного ползуна. Кроме того, поскольку результирующая сила проходит через центр кривизны поверхности шарнирного ползуна, то нормальное давление распределяется по ней равномерно. Это особенно важно, так как позволяет избежать смятия покрытия на выпуклой поверхности ползуна, а также снизить напряжения и уменьшить износ самосмазывающегося покрытия.

Соотношение бокового и вертикального смещений поддерживаемой конструкции точно такое же, как и у точки поворота шарнирного ползуна. Траектория движения точки поворота шарнирного ползуна повторяет сферическую форму вогнутой поверхности скольжения. Кинематические ограничения точки поворота шарнирного ползуна, обеспеченные вогнутой поверхностью скольжения, такие же, как и кинематические ограничения, накладываемые плечом маятника, равным радиусу кривизны вогнутой поверхности скольжения. Заметим, что если точка опоры плеча маятника находится в центре кривизны сферической вогнутой поверхности скольжения, а центр массы — в точке поворота, то центр масс маятника вынужден двигаться вдоль сферической поверхности, которая точно совпадает с вогнутой поверхностью скольжения. Поскольку вес конструкции, опирающейся на маятниковый подшипник, может действовать в точке поворота шарнирного ползуна, можно отметить эквивалентность скользящей и маятниковой опор. Динамические движения маятника являются функцией этой кинематической связи и ускорения свободного падения. Трение шарнирного ползуна эквивалентно трению сочленений в маятнике.

Собственный период горизонтальных колебаний опоры с ФМП определяется из уравнения маятника: $T = 2\pi\sqrt{l/g}$, где l — длина маятника, равная радиусу R кривизны (эквивалентная длина маятника).

Это уравнение является достаточно точным при отклонениях маятника до 45°, что значительно больше, чем предельный угол отклонения радиуса сферической поверхности ФМП.

Когда ползун перемещается по вогнутой поверхности скольжения, заставляя поддерживаемую массу подниматься, составляющая силы тяжести, параллельная поверхности (сдвигающая сила), стремится вернуть его в исходное положение и обеспечивает жесткость ФМП в процессе скольжения. Сдвигающая сила, действующая на подшипник, определяется по формуле

$$F = \frac{P}{R}\delta + \mu P, \qquad (1)$$

где μ — коэффициент трения; δ — относительное горизонтальное перемещение по подшипнику; $P = W\left(1 + \frac{\Delta P}{W} + \frac{\ddot{u}}{g}\right)$ — сила, нормальная к подшипнику (здесь W — статическая нагрузка на подшипник; ΔP — приращение силы из-за сферической формы подшипника; $\ddot{u}$ — вертикальное ускорение).

Первое слагаемое выражения (1) — возвращающая сила ФМП, которая определяет наклон кривой "сила — перемещение" в процессе скольжения; второе слагаемое — сила трения между ползуном и вогнутой поверхностью скольжения. Коэффициент трения μ, который является функцией скорости скольжения $\dot{u}$ и давления в подшипнике, был определен в работе [5]:

$$\mu = \mu_k + (\mu_s - \mu_k)e^{(-a|\dot{u}|)},$$

где μ_k и μ_s — кинематический и статический коэффициенты трения; a — коэффициент, зависящий от скорости. Трение быстро возрастает от μ_s до μ_k при малых скоростях (25 мм/с) и при дальнейшем увеличении скорости остается постоянным.

Поскольку вызванные землетрясением смещения первоначально возникают в подшипниках, боковые нагрузки и колебательные движения, передаваемые на конструкцию, существенно снижаются. В таблице в качестве примера приведены максимальные средние ускорения, которые испытывают элементы нефтяной платформы в условиях проектного землетрясения при использовании ФМП и без них [6].

Период колебаний подшипника, вертикальную нагрузочную способность, демпфирование, способность к

Элемент нефтяной платформы	Максимальное среднее ускорение, g, м/с^2, элемента	
	с ФМП	без ФМП (жесткая конструкция)
Палуба	0,24	0,73
Конструкция над палубой на уровне, м:		
27	0,31	0,65
38	0,25	0,74
47	0,31	0,84
Факельная установка	2,00	4,37
Буровой модуль	0,61	1,22
Кран на стороне:		
северной	0,82	1,74
южной	1,46	2,27

смещению и способность воспринимать растягивающую нагрузку можно задавать в широком диапазоне. Могут быть обеспечены динамические периоды колебаний от 1 до 5 с и смещения до 1,5 м. Динамическое трение может составлять от 3 до 20 %. Эффективное демпфирование может находиться в пределах от 10 до 40 %. Для отдельных подшипников вертикальная нагрузка может достигать 13,5 тыс. т. ФМП способны воспринимать растягивающую нагрузку, достигающую 1000 т. Универсальные свойства ФМП позволяют оптимизировать конструкцию подшипника для сейсмической изоляции с целью получения наилучших рабочих характеристик и минимальной стоимости конструкции подшипника.

Производство ФМП осуществляется в соответствии с международными стандартами, гарантирующими качество (ISO 9002).

Одной из ведущих компаний в мире по производству ФМП для сейсмической изоляции является EPS. Inc. Компания конструирует, производит и испытывает ФМП для сейсмической изоляции с 1985 г. Подшипники этой фирмы были использованы в конструкциях общей стоимостью 5 млрд долл., включая крупнейшие во всем мире и наиболее рискованные разработки с применением сейсмической изоляции. Из 28 сейсмически защищенных проектов Компании восемь получили премии в области техники и строительной индустрии. Мост Benicia-Martinez, крайне важная транспортная связь в зоне залива Сан-Франциско, был оборудован наиболее крупными в мире подшипниками сейсмической изоляции, когда-либо применявшимися в подобных конструкциях для упругого сопротивления сильнейшим перемещениям почвы при землетрясении.

В конструкции моста через реку Миссисипи, жизненно важной транспортной, коммерческой и оборонной связи в районе Теннеси, были использованы подшипники сейсмической изоляции с наибольшей несущей способностью, выдержавшие землетрясение в 7 баллов в New Madrid и при этом оставшиеся без повреждений.

Участок трансевропейской автомобильной магистрали, пересекающей север Турции, сильно поврежденный во время землетрясения 1999 г., был восстановлен с использованием ФМП. Эти подшипники были выбраны для восстановления указанной магистрали из-за их способности приспосабливаться к аварийным разрушениям и поглощать движения, возникающие в результате землетрясения.

Здание нового международного аэропорта в г. Сан-Франциско, занимающее большие полезные площади, является наиболее сейсмически изолированным зданием в мире. Применение ФМП, более дешевых, чем эластомерные подшипники, для сейсмической изоляции исторического здания Апелляционного суда США в Сан-Франциско позволило сэкономить 7,6 млн долл.

Резервуары для хранения жидкого природного газа в Греции, содержащие 38 млн галлонов горючего вещества, были построены с применением ФМП с целью превзойти строгие стандарты по надежности и сейсмической безопасности атомных электростанций.

Ряд промышленных сооружений, сейсмически изолированных с помощью ФМП, не получили при землетрясениях серьезных повреждений и сохранили свои служебные свойства.

Первое применение ФМП в промышленных сооружениях — емкость для хранения воды вместимостью 222 м^3, была построена в 1988 г. (г. Питтсбург, штат Калифорния). В 1989 г. сооружение с ФМП выдержало землетрясение в Loma Prieta. В 1998 г. с применением ФМП было возведено здание Оперативного центра по чрезвычайным ситуациям (WSEOC) (г. Camp Murray, штат Вашингтон). В 2001 г. это здание выдержало землетрясение, эпицентр которого находился в 2 км от него (Нисквалли, г. Сиэтл); магнитуда землетрясения составляла 6,8. Повреждения здания отсутствовали.

Крыша футбольного стадиона в г. Сиэтле была установлена на четырех больших маятниковых подшипниках ФМП. В результате землетрясения 2001 г. подшипники сместились на 100 мм и вернулись обратно в нейтральное положение после землетрясения. Никаких повреждений конструкции крыши не наблюдалось. В Японии трехэтажное здание, изолированное с помощью ФМП, испытало в 2000 г. землетрясение с магнитудой 5,8, повреждений здания и ФМП не произошло.

Состав и технология нанесения антифрикционного самосмазывающегося покрытия на шарнирный ползун неизвестны, так как защищены патентом и являются собственностью изготовителя. При применении такого рода материалов обычно учитывают предельные значения параметров, характеризующих их эксплуатационные свойства: допускаемые статические и динамические контактные давления $[P_{\max}]$; допускаемую скорость скольжения $[V_{\max}]$ (при фиксированных давлении и температуре); максимальную температуру эксплуатации $[T_{\max}]$ [7].

Для оценки ожидаемого числа циклов или времени работы до отказа используются выражения, в которые входят: линейная интенсивность изнашивания, допустимая величина износа, средний диаметр сферы, амплитуда и частота качания.

Линейная интенсивность изнашивания I определяется из выражения: $I = dh/dS \approx h/S$, где h — величина износа, S — путь трения скольжения.

Наиболее простая эмпирическая зависимость интенсивности изнашивания имеет вид:

$$I = KP^{\alpha}T^{\beta}V^{\gamma} \text{ при } (\alpha, \beta, \gamma) > 0,$$

где K, α, β, γ — берутся из экспериментальных данных.

Допускаемые динамические контактные напряжения $[P_{\max д}]$ имеют меньшие значения, чем статические $[P_{\max ст}]$.

Ресурс работы сферического подшипника с полимерным вкладышем определяется по формулам [1]:

$$T = \frac{0{,}398[w]}{\bar{I}_h R_1 \beta \nu} 10^{-2}; \quad N = \frac{14{,}327[w]}{\bar{I}_h R_1 \beta}, \qquad (2)$$

где $\overline{I}_h$ — средняя безразмерная интенсивность изнашивания; $[w]$ — допустимый износ; T — ресурс, ч; N — число циклов качания.

Математическая модель, характеризующая процесс изнашивания вкладыша, формулируется с использованием методов теории подобия и анализа размерностей посредством объединения теоретических представлений (фундаментальных уравнений), описывающих природу процесса, и экспериментальных исследований и имеет вид:

$$I_h = K(\Phi_1)^{\alpha_1}(\Phi_2)^{\alpha_2}\ldots(\Phi_n)^{\alpha_n},$$

где K — безразмерный коэффициент; Φ_i ($i = 1, \ldots, n$) — безразмерные критерии (инварианты), учитывающие сложный комплекс взаимосвязанных физических, химических и механических явлений, протекающих на поверхностях взаимодействующих тел, геометрические факторы, а также контактную ситуацию (кинематику движения, состояние смазочного слоя и поверхностных слоев материалов и т. д.).

Для подшипника с тканым полимерным вкладышем, содержащим нити полиимида и политетрафторэтилена [8], предложена детерминистическая формула средней безразмерной интенсивности изнашивания в виде:

$$\overline{I}_h = K\left(\frac{\bar{p}}{E_1}\right)^{\alpha_1}\left(\frac{U_g}{R_0 T_g}\right)^{\alpha_2}\left(\frac{\tau_g V_0}{R_1}\right)^{\alpha_3}\left(\frac{T_o}{T_g}\right)^{\alpha_4}, \qquad (3)$$

где $K = 6{,}0 \cdot 10^{-6}$; $\alpha_1 = 1{,}3$; $\alpha_2 = -1{,}0$; $\alpha_3 = 0{,}54$; $\alpha_4 = 0{,}7$; $\bar{p}$ — среднее максимальное контактное давление за период эксплуатации:

$$\bar{p} = \frac{1}{2}[p(0) + p(T)]; \quad \left(p(0) = \frac{\Delta}{\mu h}\,\frac{1-\cos\alpha(0)}{\cos\alpha(0)};\right.$$

$$\left. p(T) = \frac{P}{\pi R_1^2 \sin\gamma \sin\alpha(T)}\right);$$

T_o — объемная температура трибосопряжения без учета саморазогрева от трения; T_g — температура стеклования полимера; U_g — энергия активации разрушения антифрикционного полимера при T_g; R_0 — универсальная газовая постоянная; τ_g — время релаксации напряжений полимера при T_g; $V_0 = 6{,}98 \cdot 10^{-2}\beta\nu R_1$ — скорость скольжения, м/с, точки поверхности шара с координатой $\varphi = 0$.

В формуле (2): K — интегральный коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности контртела, особенности технологии и другие факторы; $\Phi_1 = \bar{p}/E_1$ — деформационный критерий, характеризующий напряженное состояние полимера; $\Phi_2 = U_g/(R_0 T_g)$ — инвариант, описывающий термофлуктуационную природу разрушения полимера, энергетический барьер разрушения химических связей, свойственный каждому такому материалу; $\Phi_3 = \tau_g V_0/R_1$ — комплекс, моделирующий связь вязкоупругих свойств полимера с длительностью процесса его деформирования и аналогичный по структуре известному критерию Деборы; $\Phi_4 = T_o/T_g$ — температурный симплекс.

Приведенная выше методика использует модель изнашивания, имеющую физический смысл, и позволяет приближенно оценить ресурс вкладышей ФМП. Для оценки достоверности результатов, получаемых этим методом, можно воспользоваться экспериментальными данными, приведенными в работах [8, 9]. На рис. 4 приведено сравнение зависимостей безразмерной интенсивности изнашивания от давления, построенных по экспериментальным данным и по значениям критериальной модели. Верхняя *3* и нижняя *4* границы [8] на рис. 4 образуют область, внутри которой находятся все экспериментальные результаты по интенсивностям изнашивания вкладышей из разных материалов (по имевшимся данным). На рис. 5 показано сравнение ресурсов, полученных экспериментально и с помощью методики, рассмотренной выше.

Работоспособность вкладыша оценивается по следующим данным: контактные давления, возникающие при эксплуатации (в том числе при сейсмических воздействиях); значения контактных давлений, принятые в экспериментах и в расчетных соотношениях проектировщиков; действующие температуры; скорости скольжения, возникающие при эксплуатации и принятые в расчетах и экспериментах [5, 6].

Стабильность антифрикционных свойств и износостойкость вкладыша зависят от времени, а исходный производственно-технологический дефект и накопленные за время эксплуатации повреждения могут повлиять на хрупкое и усталостное разрушения деталей (особенно при ударных сейсмических воздействиях и низких температурах), так как динамические нагрузки

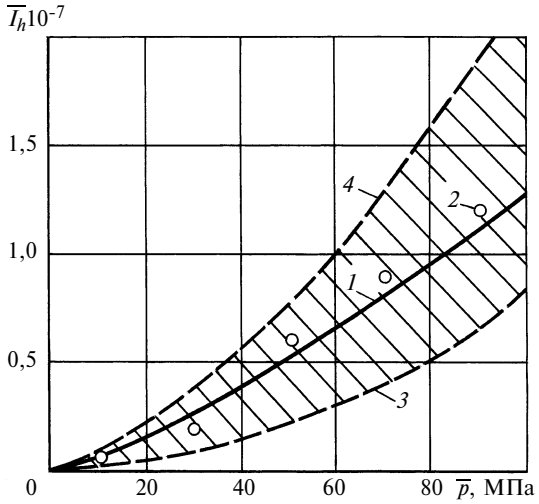


Рис. 4. Сравнение значений безразмерной интенсивности изнашивания, полученных экспериментально и с помощью зависимости в обобщенных переменных:
1 — критериальная модель (3); *2* — эксперимент [9]; *3* и *4* — нижняя и верхняя границы области экспериментальных результатов [8]

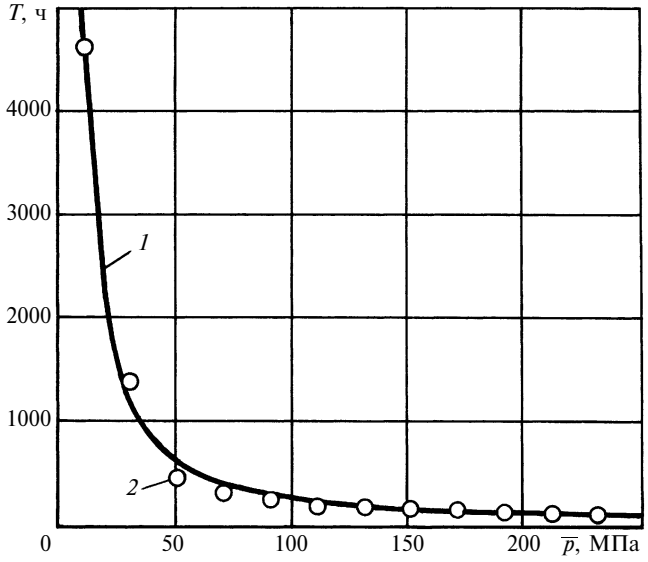


Рис. 5. Сравнение ресурсов, полученных экспериментально и с помощью приведенной методики:
1 — зависимость (2), V_0 = 0,005 м/с; *2* — эксперимент [9], V_0 = 0,005 м/с

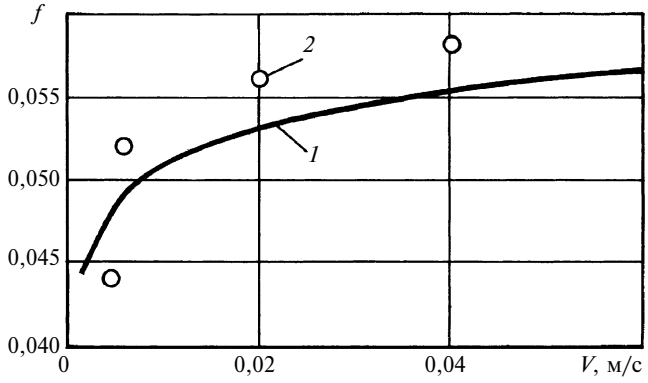


Рис. 7. Зависимости коэффициента трения от скорости скольжения при T = 313 К и p = 21,5 МПа:
1 — по формуле (4); *2* — эксперимент [9]

способствуют развитию трещин и хрупкому разрушению конструкции (при температурах от −20 до −50 °С значительно снижается сопротивление конструкционных материалов хрупкому разрушению).

Изучение литературных источников (в том числе справочников наиболее известных фирм, производящих подшипники скольжения: INA/FAG; Glacier; SKF), а также собственный опыт авторов позволили дать техническую оценку износостойкости значительного числа триботехнических материалов — аналогов материала, используемого в ФМП. В результате проведенного анализа было установлено, что износ фрикционного вкладыша при нормальных условиях эксплуатации, т. е. при отсутствии сейсмических воздействий, будет небольшим, что позволяет прогнозировать обеспечение заданного срока службы ФМП со значительным запасом (более 30 лет).

Изнашивание композиционных самосмазывающихся материалов в первом приближении подчиняется закону Хрущова—Арчарда $h = kpV\tau$, где h — линейный износ, м; k — коэффициент; p — контактное давление, МПа; V — скорость скольжения, м/с; τ — время, с. Очевидно, что при росте контактного давления и скорости скольжения (pV) износ существенно возрастает. Особенно важна роль скорости скольжения, так как она способ-

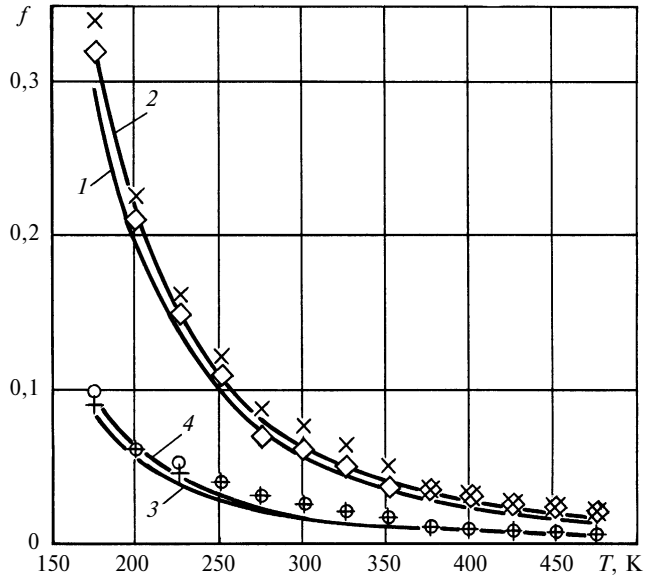


Рис. 6. Зависимости коэффициента трения от температуры:
линии — зависимость (4); точки — эксперимент [9]: *1* и *2* — p = 20 МПа и соответственно V = 0,005 и 0,02 м/с; *3* и *4* — p = 200 МПа и V = 0,005 и 0,02 м/с; ◊, × — p = 20 МПа и V = 0,005 и 0,02 м/с; +, ● — эксперимент [9], p = 200 МПа и V = 0,005 и 0,02 м/с

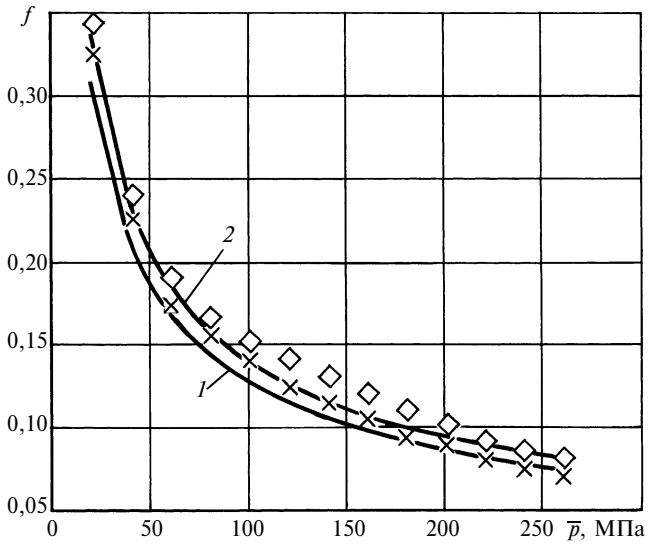


Рис. 8. Зависимости коэффициента трения от давления при T = 173 К:
линии — зависимость (4); точки — эксперимент [9]: *1* и × — V = 0,005 м/с; *2* — и ◊ — V = 0,02 м/с

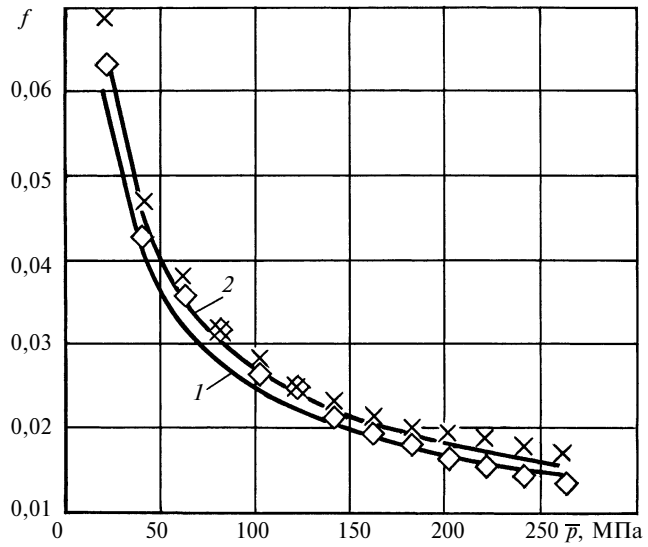


Рис. 9. Зависимости коэффициента трения от давления при $T = 293$ К:
линии — зависимость (4); точки — эксперимент [9]; *1* и ◊ — $V = 0{,}005$ м/с; *2* и × — $V = 0{,}02$ м/с

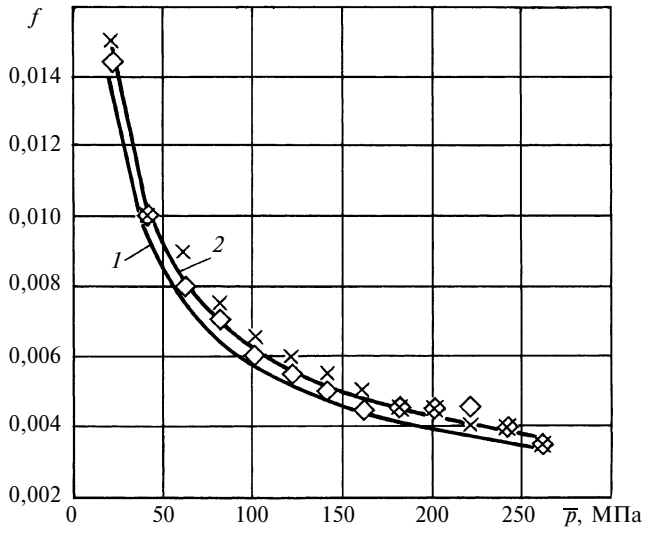


Рис. 10. Зависимости коэффициента трения от давления при $T = 470$ К:
линии — зависимость (4); точки — эксперимент [9]; *1* и ◊ — $V = 0{,}005$ м/с; *2* и × — $V = 0{,}02$ м/с

ствует фрикционному нагреванию поверхностей трения и, как следствие, росту интенсивности изнашивания и деградации вкладыша. Для фрикционных материалов, применяемых в ФМП, предельное значение $[pV] \approx 4$ МПа · м/с [2, 7].

Тканые самосмазывающиеся материалы кратковременно выдерживают статическое давление до 1500÷3000 МПа без повреждения [3]. Проектное землетрясение (см. таблицу) показало, что сейсмические толчки высокой интенсивности могут привести к высоким скоростям скольжения ФМП. При возрастании скорости скольжения ФМП, например, до 0,5 м/с допустимое давление $[p]$ равно 8 МПа. Экспериментальные исследования трибологических свойств вкладыша при значениях p и V, близких к критическим, позволяют ответить на вопрос о пригодности указанного материала для условий проектного землетрясения.

Для определения коэффициента трения используется следующее выражение [8]:

$$f = K V_s^a / (p^b T_0^c), \qquad (4)$$

где K — размерный коэффициент; a, b, c — экспериментально определяемые значения. Область использования формулы: $0 < p < 260$ МПа; $273 < T_0 < 453$ К; $0{,}0001 < V_s < 0{,}04$ м/с.

На рис. 6—10 приведено сравнение экспериментальных и теоретических зависимостей коэффициента трения от скорости, температуры и давления.

Таким образом, сравнение полученных расчетных зависимостей и результатов экспериментов для ресурса и коэффициента трения скольжения сферических подшипников показало их удовлетворительное соответствие. Предложенные в работе расчетные формулы для оценки ресурса и коэффициента трения скольжения полимерного композиционного вкладыша, применимые в широком диапазоне изменения рабочих параметров — контактного давления, скорости скольжения, температуры, могут быть использованы для расчетов на стадии проектирования ФМП.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Крагельский И. В., Щедров В. С.** Развитие науки о трении. М.: Изд-во АН СССР, 1956. 233 с.

2. **Tribology** Handbook. Ed. by M. J. Neal. London: Butterthworth, 1972. 500 p.

3. **Ковалев А. Д., Михайлов П. Е., Абросимов В. Н.** Антифрикционные самосмазывающиеся тканые материалы из химических волокон. Антифрикционные самосмазывающиеся пластмассы и их применение в промышленности. М.: Об-во "Знание", 1984. С. 58—63.

4. **Earthquake** protective column support: Pat. 4 644 714 USA.

5. **Constantinou M. C., Mokha A. S., Reinhorn A. M.** Experimental and Analytical Study of a Combined Sliding Disc Bearing and Helical Steel Spring Isolation System // Report NCEER-90-0019, National Center for Earthquake Engineering Research. Buffalo, NY: 1990.

6. **Clarke C. S. J., Buchanan R., Efthimiou M., Shaw C.** Structural Platform Solution for Seismic Arctic Environments — Sakhalin II Offshore Facilities // 2005. Offshore Technology Conference — 17378 — PP. 21 p.

7. **Энциклопедия** "Машиностроение". Т. IV-1 / Под. ред. К. В. Фролова. М.: Машиностроение, 1995. 237 с.

8. **Когаев В. П., Дроздов Ю. Н.** Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высшая школа, 1991. 292 с.

9. **Дроздов Ю. Н., Артамонов В. Н.** Расчет сферических шарнирных подшипников // Вестник машиностроения. 1985. № 2. С. 17—20.

УДК 621.891:531.43-034.21/.23

Ю. Н. ЛЕРНЕР, канд. техн. наук (Израиль)

Об особенностях трения благородных металлов и их сплавов

Исследовано трение различных сплавов на основе благородных металлов. Показано, что их трение и износостойкость зависят от того, входит ли в состав сплавов обычный металл. На основании полученных результатов сделан вывод о влиянии на трение и износ процессов, происходящих в адгезионных монослоях при трении.

Noble-metal-based different alloys friction is studied. It is shown that their friction and wear resistance depend on whether a base metal is a component of the alloy. A conclusion on the influence of the adhesive monolayers friction processes on friction and wear is drawn on the basis of the obtained results.

Введение. Металлы адсорбируют на своей поверхности кислород. У обычных металлов это хемосорбция с сильными ионными связями, со временем переходящая в окисную пленку. У благородных металлов это физическая адсорбция с более слабыми связями Ван-дер-Ваальса [1]. Кислородные монослои принимают непосредственное участие в процессе трения. В статье на основании исследования трения и изнашивания различных сплавов на основе благородных металлов рассматриваются процессы, происходящие в адгезионных монослоях.

Постановка задачи. Автором исследовано трение различных сплавов, применяемых для скользящих контактов и резистивных элементов проволочных потенциометров. Исследованные сплавы условно разбиты на две группы. Первая группа — сплавы благородных металлов, например Pd—Ag (Pd — 60 мас. %), Pd—Ir (Pd — 90 мас. %). На поверхности сплавов этой группы имеет место физическая адсорбция кислорода. Вторая группа — сплавы благородных металлов с обычными металлами, например Pd—W (Pd — 80 мас. %), Au—Cu (Au — 80 мас. %). На поверхностях сплавов этой группы имеют место как физическая адсорбция, так и хемосорбция кислорода. В работе [2] приведены результаты исследований электрического контактного сопротивления R сплавов этой группы. Исследования выполнены в режимах соприкосновения, предварительного смещения и скольжения с остановками. Исследования показали, что при скольжении сопротивление R возрастает, а при остановках — уменьшается. На основании исследований в работе [2] сделан вывод, что у сплавов этой группы кислородные монослои при трении не разрушаются, а увеличение R при переходе к скольжению вызвано разупорядочением монослоев, сопровождающимся некоторым увеличением их толщины.

Известно, что сила сцепления адсорбента с адсорбатом при физической адсорбции приблизительно в 100 раз меньше, чем при хемосорбции. Возникает вопрос, разрушаются ли кислородные монослои при трении, если на поверхности имеет место только физическая адсорбция кислорода. Ответ на этот вопрос может быть получен с учетом сформулированной в работе [3] математической модели, согласно которой часть работы сил трения расходуется на поддержание вынужденных колебаний электронов поверхностного слоя в переменном электростатическом поле. В модели принято, что действующая на электрон сила трения ΔF пропорциональна смещению x электрона. Приведем с некоторой корректировкой полученные в работе [3] формулы. Уравнение колебаний центра электронного заряда атома в осциллирующем поле запишем в виде:

$$m(d^2x/dt^2) + m\omega_0^2 x + \Delta F = q_e E\cos\omega t. \qquad (1)$$

В уравнении (1): первый член в левой части — произведение массы m электрона на его ускорение, второй — возвращающая сила, третий — сила трения; в правой части — сила, действующая со стороны внешнего электростатического поля; ω_0 и ω — частоты собственных и вынужденных колебаний электрона соответственно; q_e — заряд электрона; E — напряженность электростатического поля; t — время.

Значение ΔF определяется по формуле

$$\Delta F = \gamma m\omega_0^2 x, \qquad (2)$$

где γ — безразмерный коэффициент.

Частное решение уравнения (1) после ввода относительной частоты $\alpha = \omega/\omega_0$ с учетом формулы (2) имеет вид:

$$x = q_e E\cos(\omega t + \delta)/m\omega_0^2 \times \times [(1+\gamma)^2 - \alpha^2], \qquad (3)$$

где δ — угол сдвига фаз.

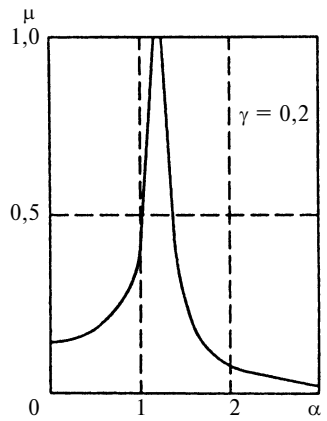
Подставив в формулу (2) значение x согласно выражению (3), получим:

$$\Delta F = \gamma q_e E\cos(\omega t + \delta)/[(1+\gamma)^2 - - \alpha^2] = \mu q_e E\cos(\omega t + \delta), \qquad (4)$$

где

$$\mu = \gamma/[(1+\gamma)^2 - \alpha^2]. \qquad (5)$$

Замена в правой части уравнения (1) на косинус синуса, который входил в подобную формулу работы [3], не изменила формулу (5), но позволила применить формулу (4) для начальных условий (предварительное смещение), когда $\omega = 0$, $\delta = 0$. Смещение x отстает по фазе от силы ΔF. Угол δ сдвига фаз возрастает с ростом ω. При $\omega = 0$ угол $\delta = 0$; при $\omega << \omega_0(1+\gamma)$ величина δ находится в пределах от $-\pi/2$ до 0, величина μ



Изменение безразмерного параметра μ в зависимости от относительной частоты α вынужденных колебаний электрона

положительна. При $\omega = \omega_0(1 + \gamma)$ наступает резонанс. При $\omega > \omega_0(1 + \gamma)$ величина δ находится в пределах от $-\pi$ до $-\pi/2$, величины x и ΔF находятся в противоположных фазах, величина μ отрицательная. На рисунке приведен график $|\mu| = f(\alpha)$ при $\gamma = 0{,}2$, когда послерезонансный участок положителен. Приведенный график отражает в первом приближении характер изменения силы ΔF с ростом скорости.

Величина E, входящая в формулу (4), зависит от наличия кислородных монослоев в зоне трения. Если монослои при трении сохраняются, то создаваемый ими зазор порядка 0,5 нм ослабляет напряженность электростатического поля и, соответственно, элементарную силу трения, действующую на электрон. Разрушение же кислородных монослоев сближает поверхностные слои трущихся тел — величина E возрастает, соответственно возрастает ΔF. Поэтому в случае разрушения кислородных монослоев следует ожидать более высоких значений коэффициента трения и большего износа, чем при их целостности.

Результаты исследований. Были проведены сравнительные испытания сплавов благородных металлов (первая группа) и сплавов благородных металлов с обычными (вторая группа). Определялись коэффициенты трения f и коэффициенты изнашивания $K = V \cdot HB/PL$, где V — объем изношенного материала, HB — твердость по Бринеллю, P — нагрузка, L — путь трения. В обычных условиях у сплавов благородных металлов $f = 0{,}5 \div 0{,}7$. Этот результат хорошо соответствует приведенным в работе [4] результатам исследования трения благородных металлов: для наклепанных образцов золота и платины $f = 0{,}7$ и 0,5 соответственно; для отожженных образцов f несколько выше. У сплавов благородных металлов с обычными трение существенно ниже: $f = 0{,}3$. У сплавов благородных металлов коэффициент изнашивания равен 10^{-3} и 10^{-2} для палладиево-иридиевого и палладиево-серебряного сплавов соответственно. У сплавов благородных металлов с обычными величина K существенно меньше: у золотомедного сплава $K = 10^{-4}$ [5]; у палладиево-вольфрамового сплава $K = 10^{-5}$. Таким образом, трение и изнашивание сплавов благородных металлов характеризуются более высокими значениями f и K, чем сплавы благородных металлов с обычными, а также чем обычные металлы.

Заключение. Как видим, влияние кислородных монослоев на трение и износ очень велики. Если на поверхности тел, например, благородных металлов и их сплавов имеет место физическая адсорбция, то кислородные монослои в зоне трения разрушаются и электростатическое взаимодействие электронов, принадлежащих соприкасающимся поверхностям, возрастает. Это приводит к росту трения и износа. Приведенный на рисунке график $|\mu| = f(\alpha)$ для этой группы материалов лучше отражает изменения коэффициента трения f в зависимости от скорости скольжения, чем для обычных материалов, когда имеет место хемосорбция кислорода. По-видимому, для благородных металлов и их сплавов не характерны обнаруженные в работах [2, 3] явления упорядочения кислородных монослоев при соприкосновении тел и разупорядочения при скольжении. Маловероятно также явление скольжения скачками [4], имеющее место, когда трение покоя превышает трение скольжения.

Если же на поверхности имеет место хемосорбция кислорода с более сильными ионными связями, что характерно для большинства пар трения, кислородные монослои при трении сохраняются. Заполненный ими зазор между телами ослабляет электростатическое взаимодействие электронов, принадлежащих поверхностным слоям; трение и износ уменьшаются. Кислородные монослои вносят свою долю погрешности в график $|\mu| = f(\alpha)$ и являются причиной возникновения явления скольжения скачками.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Хольм Р.** Электрические контакты. М.: Изд-во иностр. лит., 1961.
2. **Лернер Ю. Н.** О прочности адгезионных непроводящих пленок на поверхности металлов при трении // Вестник машиностроения. 2005. № 7. С. 42—45.
3. **Лернер Ю. Н.** О некоторых закономерностях сухого трения // Вестник машиностроения. 2005. № 8. С. 87—90.
4. **Боуден Ф. П., Тейбор Д.** Трение и смазка твердых тел: Пер. с англ. Н. М. Михина и А. А. Силина под ред. И. В. Крагельского. М.: Машиностроение, 1968. 544 с.
5. **Лернер Ю. Н.** О переоценке влияния поверхностной энергии на процессы изнашивания // Трение и износ. 1989. Т. 10. № 5. С. 821—825.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Правила подготовки рукописей смотрите в №1 за 2007 г. на третьей странице обложки.

УДК 621.746.047:669.054.2

М. В. СЕМЕНОВ, В. В. ТОЧИЛКИН, канд. техн. наук (МГТУ им. Г. И. Носова, г. Магнитогорск)

Устройства для рафинирования стали в пятиручьевом промежуточном ковше МНЛЗ

Рассмотрены способы удаления неметаллических включений в металлургическом агрегате — промежуточном ковше (ПК). Для пятиручьевого ПК была разработана система распределения потоков стали, позволяющая интенсифицировать процесс всплытия включений и повысить качество разливаемого металла. Эффективность рафинирования стали определяли с помощью численного моделирования процесса и по результатам промышленных плавок.

Non-metallics elimination technique in metallurgical hardware, i.e. intermediate ladle, is considered. Steel steam distribution scheme is developed for the pentstrand intermediate ladle. The scheme intensifies the inclusions surfacing and improves the quality of the teemed metal. Efficiency of the refined steel is determined by numerical simulation and by the results of manufacturing founding.

Промежуточный ковш (ПК) представляет собой металлургический агрегат, расположенный между разливочным стальковшом и кристаллизаторами машин непрерывного литья заготовок (МНЛЗ), который обеспечивает дозирование и рафинирование стали. Конструкция ПК оказывает большое влияние на повышение качества металла, разливаемого на МНЛЗ.

В металле, поступающем в ПК, содержатся неметаллические включения (НВ), которые со временем всплывают ввиду их меньшей плотности по сравнению с плотностью стали. Неметаллические включения принято разделять на крупные, размером более 20 мкм, и мелкие — менее 20 мкм [1]. Разработаны, как минимум, два способа интенсификации процесса всплытия включений. Мелкие НВ удаляют продувкой расплава инертным газом, а крупные — как правило, с помощью вспомогательных устройств (ПК специальной конструкции). Форма и расположение данных устройств позволяют создать восходящие потоки металла и тем самым увеличить скорость всплытия НВ. В соответствии со спецификой работы, вспомогательные устройства ПК делятся на газорафинирующие устройства (ГРУ), через которые осуществляется продувка расплава инертным газом, и гидродинамические устройства (ГДУ), интенсифицирующие процесс всплытия путем создания восходящих потоков стали. Наиболее простыми и широко применяемыми в производстве ГДУ являются пороги, перегородки и турбогасители [2, 3].

При модернизации ПК с нечетным числом ручьев (рис. 1) требуется не только интенсифицировать процесс всплытия включений, но и перераспределить металл равномерно между ручьями. В связи с этим была разработана и изготовлена система распределения потоков (СРП) стали, состоящая из разделительной перегородки и вспомогательных порогов [4], обеспечивающих устойчивость конструкции.

Эффективность рафинирования стали с помощью СРП оценивалась с помощью коэффициента эффекта

$$E = C_1/C_2 \approx P_1/P_2, \qquad (1)$$

где C_1, C_2 — концентрации НВ в металле, разлитом через исходный и модернизированный (с СРП) ПК; P_1, P_2 — показатели точечной загрязненности в металле, разлитом через исходный и модернизированный ПК.

Перед промышленными испытаниями СРП было осуществлено численное моделирование процесса рафинирования, при этом учитывалось только всплытие включений, что дало несколько завышенный результат при размерах НВ $d \leqslant 20$ мкм [5]. Модель состояла из уравнения Навье—Стокса и уравнения конвекции-диффузии, которое было дополнено с учетом всплытия НВ. Граничные условия принимались типовыми: на стенках — это условия прилипания жидкости и непроницаемости включений, на свободной границе — условие проницаемости НВ, что соответствует ассимилирующей спо-

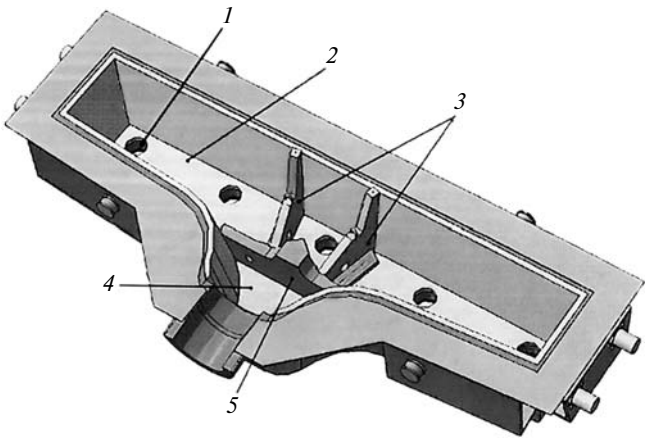


Рис. 1. СРП стали в пятиручьевом ПК:
1 — сталеразливочный стакан; *2* — разливочная камера; *3* — пороги; *4* — приемная камера; *5* — разделительная перегородка

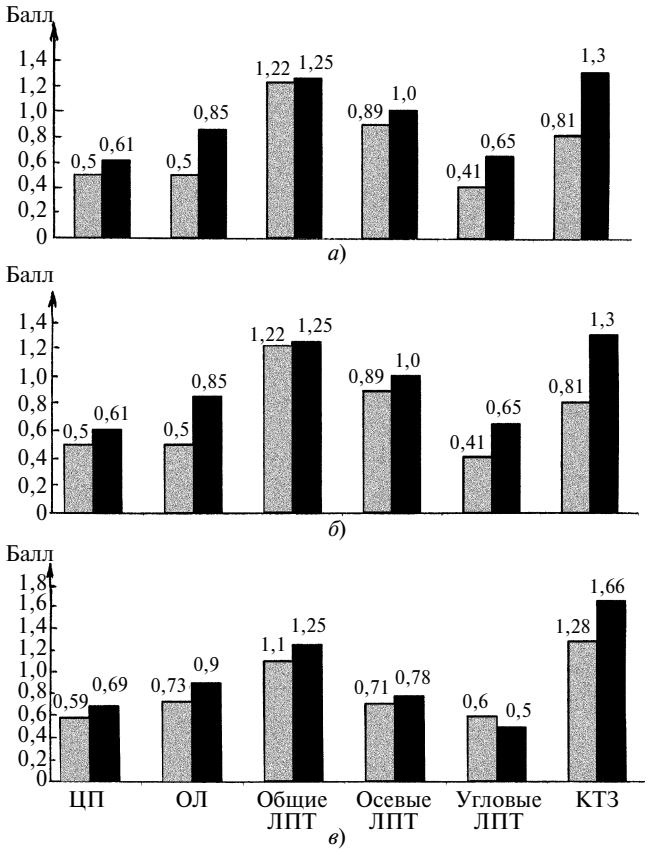


Рис. 2. Значения показателей дефектов макроструктуры непрерывнолитых заготовок для опытных ПК с СРП (светлые столбцы) в сравнении с аналогичными показателями дефектов для исходных ПК (темные столбцы) при разливке сталей 35ГС (*а*); 09Г2С, Ст3сп (*б*) и Ст3сп, Ст2сп, Ст1сп (*в*)

собности шлака; скорость потока из защитной трубы стальковша принималась V_0 = 0,87 м/с; концентрация НВ в стали, поступающей из стальковша, принималась C_0 = 1; скорость стали, истекающей из ПК, принималась V_0 = 0,57 м/с.

По рассчитанным значениям C_1 и C_2 определяли величину коэффициента эффекта (1). С учетом вкладов НВ определенного диаметра в общую загрязненность заготовки средний показатель составил E = 1,6.

Промышленные испытания СРП проходили в электросталеплавильном цехе Магнитогорского металлургического комбината. СРП испытывались в трех ПК, через которые разливали стали марок 35ГС, 09Г2С, Ст3сп, Ст2сп, Ст1сп. Промышленные испытания показали, что при использовании СРП в макроструктуре непрерывнолитой заготовки возникает меньше различных дефектов, к которым относятся центральная пористость (ЦП), осевая ликвация (ОЛ), ликвационные полосы-трещины, краевая точечная загрязненность (КТЗ) (рис. 2). Средний балл дефектов макроструктуры уменьшился в 1,272 раза. Эффективность оценивалась по значениям дефекта КТЗ.

Среднее экспериментальное значение коэффициента эффекта составило E = 1,43, при этом было получено хорошее совпадение значений E для показателей КТЗ различных марок сталей. Расхождение численных и экспериментальных значений E не превышает 20 %, что говорит о хорошем совпадении результатов.

Выводы

Разработанная СРП для пятиручьевого ПК МНЛЗ позволила повысить эффективность рафинирования стали, которая составила 1,43. Это позволило улучшить макроструктуру заготовки, о чем свидетельствуют результаты проведенных промышленных испытаний. Проведенные исследования позволяют говорить о возможности прогнозирования качества заготовки на этапе проектирования ГДУ промежуточного ковша.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ефимов Г. В.** Управление процессом рафинирования стали в промежуточном ковше // Сталь. 2001. № 4. С. 24—27.
2. **Процессы** непрерывной разливки: Монография / А. Н. Смирнов, В. Л. Пилюшенко, А. А. Минаев и др. Донецк: ДонНТУ, 2002. 536 с.
3. **Промежуточный** ковш для непрерывной разливки металла: Патент на полезную модель 38654 U1 РФ: МКИ B22 D 41/00.
4. **Промежуточный** ковш для непрерывной разливки металла: Патент на полезную модель 44557 U1 РФ: МКИ B22 D 41/00.
5. **Лякишев Н. П., Шалимов А. Г.** Развитие технологии непрерывной разливки стали. М.: ЭЛИЗ, 2002. 208 с.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

УДК 621.9.06-2-112.6

Б. М. БАЗРОВ, д-р техн. наук, Э. З. НАСИРОВ, канд. техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН)

Повышение эффективности станков на основе модульной технологии

В настоящее время в машиностроении произошло размывание границ между типами производства: резко упала доля массового производства, а доминировать стало многономенклатурное разносерийное производство при постоянном увеличении выпуска деталей в единицу времени. В то же время станочный парк практически не изменился и состоит, главным образом, из универсальных и специальных станков, которые ориентированы на определенные типы производства: универсальные — для единичного и среднесерийного производств, специальные (операционные) — для крупносерийного и массового производств.

Универсальные станки отличаются высокой гибкостью, но низкой производительностью по сравнению со специальными станками. Кроме того, на конкретном рабочем месте не используется значительная часть технологических и технических возможностей таких станков. Специальные станки отличаются высокой производительностью, но низкой гибкостью, т. е. неспособностью перестраиваться на выпуск новых деталей. Поэтому применение существующих станков, ориентированных на соответствующий тип производства, не позволяет достичь высокого эффекта в современных условиях машиностроительного производства. Причиной этого является, прежде всего, несовершенство методов построения технологических процессов, которые входят в противоречие с непрерывным техническим совершенствованием конструкций станков.

Первым условием высокой эффективности станка является его создание для определенного технологического процесса (операции). Анализ показывает, что универсальные станки создаются не для конкретных технологических процессов (операций), а для тел или иных методов обработки (точение, сверление, фрезерование и т. п.). Объясняется это тем, что универсальные станки применяются в условиях широкономенклатурного производства, когда неизвестно, какие детали и какие их поверхности будут изготовляться на операциях. Это приводит к неопределенности постановки задачи, невозможности строгого технологического обоснования конструкции создаваемых станков и избыточности технологических и технических возможностей.

С другой стороны, чтобы станок, проектируемый для неопределенных производственных условий, мог эффективно работать, он должен отличаться высокой гибкостью, которая сегодня достигается за счет того, что станок создается универсальным. Кроме того, неопределенность постановки задачи вынуждает вести обработку поверхностей последовательно и не позволяет применять высокопроизводительные методы обработки, характерные для крупносерийного и массового производств, что существенно снижает производительность универсального станка.

Специальные (операционные) станки выгодно отличаются от универсальных станков практически полной определенностью постановки задачи, когда в состав задачи входит технологическая операция с указанием требований к станку. Однако их недостатком является отсутствие гибкости, поэтому при смене изготовляемой детали приходится создавать новые станки, что не только дорого, но и существенно удлиняет сроки технологической подготовки производства, а это является существенным недостатком в условиях быстрой смены выпускаемых изделий.

Чтобы отвечать современным требованиям и быть высокоэффективным, станок должен быть одновременно гибким, как универсальный, и высокопроизводительным, как специальный станок, и при этом не отличаться высокой стоимостью.

Решение этой проблемы возможно только при комплексном подходе, когда станок рассматривается в единстве с технологией и организацией производственного процесса. Это означает, что его технический уровень должен соответствовать уровню технологии и организации процесса на конкретном рабочем месте. Только в этом случае можно получить максимальный эффект.

Итак, современное станочное оборудование должно отвечать следующим требованиям:

1) обладать необходимым минимумом технологических и технических возможностей;

2) осуществлять обработку поверхностей по возможности параллельно и высокопроизводительными методами;

3) быть способным перестраиваться под изменяющиеся производственные условия.

К сожалению, сегодня усилия по совершенствованию станков направлены в основном на повышение их технического уровня, а вопросы назначения, максимального использования технологических и технических возможностей станка на рабочем месте, соответствия его требованиям конкретного производства прорабатываются недостаточно.

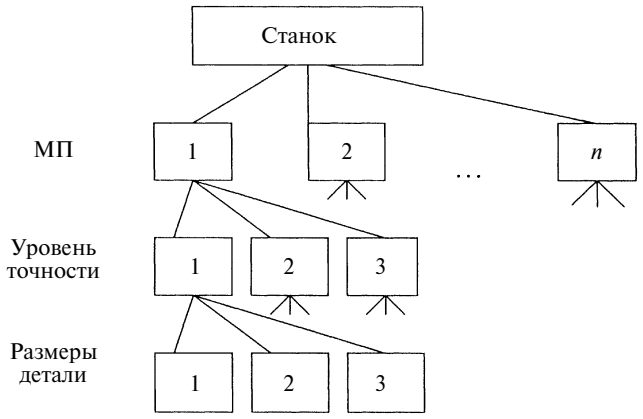
Западные станкостроительные фирмы, а в последнее время и отечественные, стараются в некоторой степени приспособить выпускаемые станки к индивидуальным потребностям заказчика путем применения специальной технологической оснастки, иногда — путем замены отдельных узлов станка, например шпиндельной коробки или стола. Но эти решения носят фрагментарный характер и кардинально не решают указанной проблемы. Чтобы точно знать потребные технологические возможности и технические характеристики станка, необходимо создавать его для конкретного технологического процесса. Отступление от этого принципа снижает эффективность работы станка.

Для решения этой проблемы необходим нетрадиционный подход, базирующийся на принципиально новых идеях. Начинать надо с совершенствования метода построения технологических процессов, в связи с чем предлагается воспользоваться модульной технологией, в которой деталь рассматривается как совокупность функциональных модулей поверхностей (МП): базирующих — МПБ, рабочих — МПР, связующих — МПС [1].

Формирование сочетания МП на основе совместного выполнения служебной функции детали приводит к резкому сокращению их разнообразия. Номенклатура МП ограничена 26 наименованиями. Это позволяет создать элементную базу средств технологического обеспечения (ЭБТО) на модульном уровне, где МП соответствует модуль технологического процесса (МТО), а ему — модули станка (МО), инструментальной наладки (МИ), контрольно-измерительного устройства (МКИ). Наличие ЭБТО на модульном уровне позволяет сократить разнообразие технологических операций, свести к минимуму неопределенность задачи технологического обоснования станка и повысить повторяемость технологических операций.

В соответствии с этим должны создаваться станки для изготовления МП, при этом номенклатура изготовляемых МП, закрепляемая за станком, определяется в первую очередь подобием конструкций и качественных характеристик МП, что предопределяет возможность использования одного и того же станка. В связи с этим станок становится специализированным.

Среди традиционных станков можно встретить станки для изготовления некоторых МПР, например зубо-, шлице- и резьбообрабатывающие станки. Можно встретить станки и для изготовления МПБ, например внутришлифовальный станок, предназначенный для изготовления МПБ311, образованного отверстием и торцом. В целом же традиционные станки создаются для изготовления случайного набора поверхностей деталей, что является одной из главных причин неоправданно большого разнообразия станков.



Создание станков для изготовления МП позволит свести их разнообразие к необходимому минимуму, поскольку станок должен создаваться для группы конструктивно подобных МП, изготовляемых по заданным МТО с учетом габаритных размеров деталей. Укрупненно классификатор станков по служебному назначению имеет вид, приведенный на рисунке.

Чтобы станки приобрели гибкость, необходимо строить их из станочных модулей, подобных агрегатным станкам, компонуемым из нормализованных узлов. Однако недостаток последних заключается в том, что банк нормализованных узлов формируется на основе частоты их применения, при этом для разных подотраслей машиностроения статистика будет разной.

Наличие ЭБТО на модульном уровне открывает путь к построению единого банка модулей станков (МО), из которых можно строить станок методом компоновки.

Выполнение станком заданного служебного назначения достигается в первую очередь через реализацию технологической схемы обработки, которая, в свою очередь, осуществляется с помощью соответствующей компоновки станка. Как известно, компоновка станка формируется на стадии эскизного проекта и определяется как совокупность узлов несущей системы и узлов смены инструмента и заготовки, характеризующаяся их типом, взаимным расположением, сопряжением и перемещением в определенной системе координат. Она обеспечивает выполнение заданного технологического процесса и оказывает существенное влияние на его технико-экономические показатели (точность, жесткость, виброустойчивость, производительность и т. д.).

Различают технологическую, координатную, базовую и конструкционную компоновки [2]. Технологическая схема построения станка, в которой в соответствии с технологической задачей указывают состав рабочих и установочных движений, число необходимых шпинделей, схему обработки, число различных по назначению позиций и размеры, называется *технологической компоновкой*.

Эффективность решения технологической задачи определяется построением технологической компоновки, что является конечной целью технологического обоснования станка.

Как известно, заготовка обрабатывается на станке путем осуществления заданного закона относительного

движения заготовки и режущего инструмента. При этом каким бы сложным ни был закон относительного движения, его всегда можно разложить на элементарные формообразующие (рабочие) движения, создающие схему формообразующих движений (СФД).

Простейшим станком будет станок, содержащий только две ветви — ветвь заготовки (З) и ветвь инструмента (И). Вводя дополнительные ветви З и И, можно получить любой станок, в котором каждый конечный элемент ветви может иметь шесть координатных движений: три поступательных и три вращательных.

В отличие от СФД технологическая схема обработки (ТСО) на станке включает еще и установочные движения, которые должны осуществляться заготовкой и (или) инструментом для выполнения вспомогательных переходов. Для осуществления ТСО в состав станка должны входить: стол изделия для установки заготовки (или приспособления с заготовкой); суппорт для установки инструментальной наладки; станина (стационарный блок); промежуточные элементы между столом изделия и станиной, между суппортом и станиной (поворотные столы, салазки, каретки, крестовые столы и др.).

Все перечисленные элементы станка можно разделить на три вида: конечные элементы ветви (КЭ); промежуточные элементы; основания, на которых монтируются ветви станка. В свою очередь конечные элементы делятся на две группы: конечные элементы для установки инструментальных наладок или шпиндельных коробок (КЭИ) и конечные элементы для установки приспособления с заготовкой (КЭЗ). С помощью такой элементной базы можно получить как различные компоновки ветвей станка, так и различные технологические компоновки станка.

Формированию технологической компоновки станка должен предшествовать анализ структуры технологической операции, которую надо рассматривать с точки зрения ее влияния на конструкцию станка [3].

Переход от технологической операции к технологической компоновке станка осуществляется через ТСО, которая показывает КЭ и набор рабочих и установочных движений, необходимых для осуществления операций. Одна и та же ТСО может быть реализована с помощью разных технологических компоновок станка, но одновременно она накладывает и определенные ограничения на возможные варианты компоновок. Это в первую очередь касается числа ветвей станка, которое должно быть равно числу КЭ.

Формирование технологической компоновки станка должно начинаться с определения исходных данных, получаемых по результатам анализа структуры технологической операции, которая определяется на основе анализа технологической карты и наладки на операцию модульного технологического процесса изготовления детали.

Зная номенклатуру изготовляемых на операции МП и модулей их технологического процесса (МТО), можно определить ТСО, которая должна быть реализована с помощью станка. Делается это следующим образом. Сначала устанавливают модуль технологической схемы обработки (МТСО) для получения одного МП с помощью цепочки МП → МТО → СФО → МТСО. МП и МТО заданы и записаны в технологической карте операции, где МТО отражает методы обработки, режущий инструмент, способ обработки поверхностей МП, технологические переходы и их последовательность. Из этой информации определяют формообразующие движения получения каждой поверхности МП и в итоге — СФД. Зная способ обработки всех поверхностей МП, в дополнение к СФД находят необходимые установочные движения, в результате чего определяют МТСО данного МП. Далее определяют все МТСО по каждому МП, изготовляемому на операции.

Для построения ТСО суммируют все МТСО и после исключения дублирующих рабочих и установочных движений получают ТСО для изготовления всей совокупности МП, получаемых при обработке на операции. Как показывает анализ, группа конструктивно подобных МП может быть изготовлена с помощью одной СФД.

Исходя из этого под модулем станка (МС) будем понимать станок, предназначенный для одного или группы МП, изготовляемых по общим МТО, содержащий необходимый состав КЭЗ, КЭИ и обеспечивающий требуемый закон их относительного движения. Отсюда следует, что, если технологическая операция содержит группу МП, получаемых с помощью разных МТО, то станок для выполнения этой операции должен представлять собой сумму соответствующих МС.

В итоге такой станок будет, с одной стороны, специализированным (изготовляет только определенную группу МП), а с другой — универсальным, так как образует МП у разных деталей.

Надо отметить, что кроме изготовления МП технологический процесс содержит еще и операции по подготовке технологических баз (МТБ), требующих тоже соответствующих МО.

В соответствии с изложенным все МО можно разделить на группы по изготовляемым МП, МТБ, уровню их качества (точность, шероховатость), применяемым МТО и по габаритным размерам деталей.

Создание банка МО позволит строить высокоэффективные технологические системы, способные быстро приспосабливаться к изменению номенклатуры и серийности выпускаемых деталей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Базров Б. М.** Модульная технология в машиностроении. М.: Машиностроение, 2001. 368 с.

2. **Врагов Ю. Д.** Анализ компоновок металлорежущих станков (Основы компонетики). М.: Машиностроение, 1978. 208 с.

3. **Базров Б. М., Насиров Э. З.** Технологическое обоснование станков // Вестник машиностроения. 1999. № 10. С. 19—24.

УДК 621.9.06:518.4

В. Г. АТАПИН, д-р техн. наук (Новосибирский ГТУ)

Оценка параметров несущих конструкций тяжелого многоцелевого станка на этапе проектирования

Показано, что на этапе предварительного проектирования, используя разнообразные методы механики деформируемого твердого тела и упрощенное представление несущих конструкций, можно исследовать реакции несущих конструкций тяжелых многоцелевых станков на действие внешних нагрузок и определить рациональные пути улучшения конструкций.

It is shown that at the pre-design stage it is possible to study heavy machining centre load-carrying structure response to external action and to determine efficient approach to improve constructions, using various methods of mechanics of rigid body and simplified representation of load-carrying structures.

Габаритные размеры металлорежущего станка известны до начала проектирования на основе технического задания и технического предложения. На этой базе конструктор должен определить размеры конструктивных элементов, обеспечивающие требования прочностной надежности при наименьшей стоимости. Решение поставленной задачи на этапах разработки эскизного и технического проектов, имеющих основное влияние на общие конструктивные решения, сулит наибольшие выгоды. Здесь конструктор имеет наибольшие возможности для рационального проектирования конструкции с целью наилучшего выполнения предъявляемых к ней требований. В расчетах целесообразно использовать методы механики деформируемого твердого тела, в частности метод конечных элементов, и методы оптимизации.

Решение задачи рассмотрим на примере несущих конструкций тяжелого многоцелевого станка (МС) сверлильно-фрезерно-расточной группы (рис. 1). Габаритные размеры станка, м: длина — 21,9, ширина — 16,5, высота — 10,9; масса — 380 т. МС предназначен для консольной обработки тяжелых корпусных деталей (массой до 200 т) и позволяет фрезеровать плоскости, сверлить, зенкеровать, растачивать и развертывать точные отверстия, нарезать резьбу. Структурно МС состоит из двух не связанных между собой объектов (общим является фундамент) — специального фрезерно-расточного станка (см. рис. 1, поз. *1—3*) и поворотно-подвижного стола (поз. *5—7*). Данное обстоятельство позволяет проводить расчеты отдельно для стола и фрезерно-расточного станка. В данной статье рассматривается расчет параметров несущих конструкций фрезерно-расточного станка.

Анализ конструкций в составе несущей системы. Реальные несущие конструкции станка имеют довольно сложную компоновку (пространственные тонкостенные конструкции с системой различно ориентированных ребер жесткости, имеющие многосвязный замкнутый контур, разную толщину стенок и др.), что затрудняет непосредственный анализ их реакций на внешние воздействия. Для оценки внешних размеров конструкций представим их с упрощенной геометрией поперечного сечения. Так, например, в отличие от реальной конструкции стойка будет иметь прямоугольное коробчатое поперечное сечение без ребер жесткости, односвязный замкнутый профиль и др.

Расчетные условия для несущих систем станков выбираются на основе анализа опыта эксплуатации станков, близких по компоновке. При этом выявляются операции, при выполнении которых точность и производительность станка близки к предельным значениям. Для сверлильно-фрезерно-расточных станков такой операцией является торцовое фрезерование. Доля такой операции, как сверление, на тяжелых горизонтально-расточных станках составляет в общем объеме работ 6,6÷9 %, зенкерование и развертывание выполняются еще реже, тогда как фрезерование составляет 46÷52 % от общего объема работ [1].

Ряд значений для расчета выбираются в качестве исходных в соответствии с техническим заданием на станок и рабочей методикой проведения его испытаний. Так, станок должен обеспечить наибольшее усилие подачи 40 кН, для чистового фрезерования — 3 кН. Соотношение составляющих силы резания было принято следующим: $P_x : P_y : P_z = 0{,}5 : 1{,}0 : 0{,}7$. Размеры рабочего пространства станка считали постоянными.

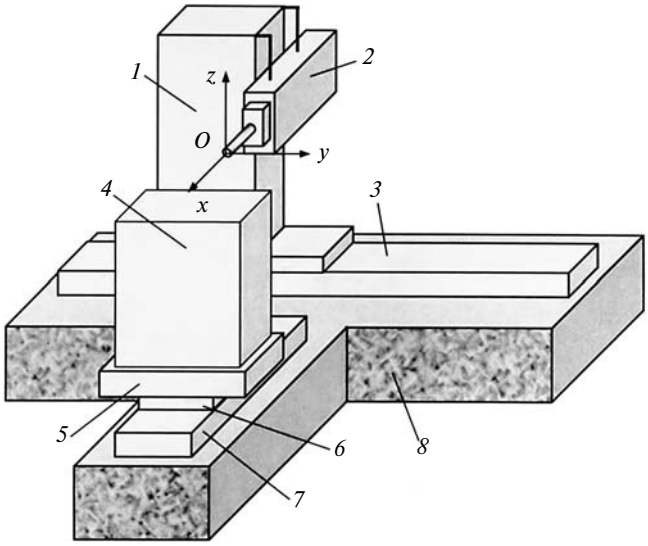


Рис. 1. Компоновка тяжелого многоцелевого станка:
1 — стойка; *2* — шпиндельная бабка; *3* — станина; *4* — обрабатываемая деталь; *5* — паллета; *6* — сани стола; *7* — станина стола; *8* — фундамент

Рассчитаем несущую систему с упрощенными несущими конструкциями в условиях неблагоприятной ситуации: 1) шпиндельная бабка находится в крайнем верхнем положении при среднем положении стойки на станине; 2) вылеты шпинделя ($\leqslant$ 0,4 м) и ползуна ($\leqslant$ 0,6 м) соответствуют предельным значениям. Внешней нагрузкой для станка являются силы резания, приложенные в точке O оси шпинделя (см. рис. 1). Станина опирается на 64 упругие опоры, жесткость которых принимается из условия, что опора воспринимает нагрузку 40 кН и допускает деформацию $2 \cdot 10^{-5}$ м. При расчетах учитывается податливость соединений "стойка — шпиндельная бабка", "шпиндельная бабка — ползун", "стойка — станина".

Перемещения точки O в направлении осей x, y, z рассчитывали для условий чистовой обработки на основе стержневой модели шероховатой поверхности [2]. Окончательно перемещения точки O от контактных деформаций в рассмотренных соединениях составили: δ_x = 13,89 мкм; δ_y = 8,11 мкм; δ_z = 5,45 мкм.

Математическая модель несущей системы фрезерно-расточного станка как задача математического программирования имеет вид:

$$\text{минимизировать} \qquad f(X) = \sum_{i=1}^{n} \rho_i V_i \qquad (1)$$

при ограничениях:

на напряжения $\quad g_1 = 1 - \sigma_{\text{экв}}/[\sigma] \geqslant 0,$

на перемещения по оси:

$x \quad g_2 = 1 - \Delta_x/[\Delta_x] \geqslant 0,$

$y \quad g_3 = 1 - \Delta_y/[\Delta_y] \geqslant 0,$

$z \quad g_4 = 1 - \Delta_z/[\Delta_z] \geqslant 0,$

на переменные проектирования $\quad g_5 = V_i \geqslant 0, \quad i = 1, 2, ..., n,$

где n — число пластинчатых конечных элементов; ρ — плотность материала; V — объем материала конструкции; $\sigma_{\text{экв}}$, $[\sigma]$ — эквивалентное и допускаемое напряжения; Δ_x, Δ_y, Δ_z, $[\Delta_x]$, $[\Delta_y]$, $[\Delta_z]$ — расчетные и допускаемые перемещения точке O по осям x, y, z соответственно.

За целевую функцию (1) принята масса конструкции. Переменной проектирования является толщина стенки профиля.

Допускаемые перемещения $[\Delta_x]$, $[\Delta_y]$, $[\Delta_z]$ назначаются на основе норм точности механической обработки. Для принятого здесь метода механической обработки (фрезерование) существует экономически достижимая размерная точность при обработке плоскостей [3]: класс точности по ОСТу — 3, 2а (технологически достижимый класс точности — 2), квалитет 8÷6. В настоящей работе при назначении допускаемых перемещений несущей системы в зоне обработки рассматриваются отклонения от плоскостности и прямолинейности обработанной поверхности. Для нашей задачи допуски плоскостности и прямолинейности по ГОСТ 24643—81 для квалитета 6 составляют [3]: при вертикальном перемещении шпиндельной бабки (5 м) — 60 мкм; для поперечного хода стойки (до середины станины 4,5 м) — 60 мкм.

Согласно заводским данным погрешность обработки в зоне резания распределяется между фрезерно-расточным станком и столом в соотношении 70 % к 30 %. В связи с невозможностью учета в расчете всех факторов, влияющих на точность обработки, принимаем коэффициент запаса по жесткости равным 1,5. Тогда допуски плоскостности и прямолинейности для фрезерно-расточного станка составят в итоге 28 мкм.

Так как перемещения в зоне резания определяются суммой перемещений в результате собственных деформаций несущей системы и контактных деформаций в стыках, то при расчете несущей системы из полученного допуска на перемещения точки O вычитаются перемещения в результате контактных деформаций. Окончательно имеем: $[\Delta_x]$ = 14,11 мкм; $[\Delta_y]$ = 19,89 мкм; $[\Delta_z]$ = 22,55 мкм.

В процессе оптимизации несущей системы считаем, что перемещения в зоне обработки по координатным осям x, y, z должны быть меньше или равны соответствующим допускаемым перемещениям. Для принятой системы предпочтений эффективным считается вариант с наименьшей массой и перемещениями, равными или близкими к допускаемым значениям.

Задача условной оптимизации функции (1) решается методом штрафных функций в форме

$$\varphi(X, r) = f(X) + r \sum_{j=1}^{J} [1/g_j(X)],$$

где r — штрафной параметр, с использованием метода Давидона—Флетчера—Пауэлла для решения задачи безусловной оптимизации [4].

На рис. 2 представлено деформированное состояние несущей системы фрезерно-расточного станка (вид сверху) для исходной расчетной схемы (192 узла, 204 пластинчатых конечных элемента, шпиндель моделируется стержневым конечным элементом). Видно, что стойка испытывает совместное действие изгиба и кручения и является наиболее нагруженным элементом несущей системы станка. В таблице приведены результаты ис-

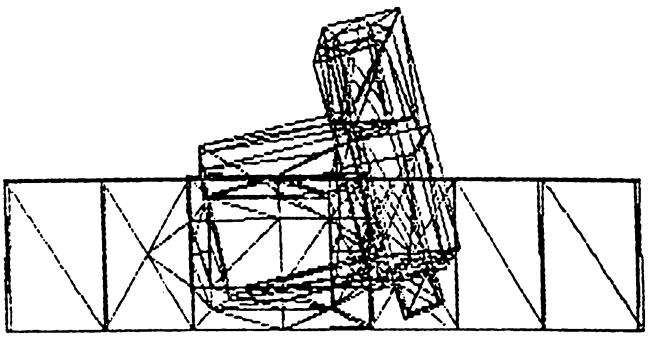


Рис. 2. Деформированное состояние несущей системы МС (вид сверху)

Параметры	Значения параметров при условиях эксплуатации					
	предельных					типовых
	Вариант					
	базовый	расчетный				базовый
Размеры поперечного сечения, м:						
стойки (оси x—y)	2,0 × 2,46	2,3 × 2,3	2,46 × 2,46	1,8 × 2,6	1,6 × 2,8	2,0 × 2,46
шпиндельной бабки (y—z)	1,3 × 2,20	1,8 × 1,9	1,30 × 2,20	1,7 × 2,0	1,7 × 2,0	1,3 × 2,20
ползуна (y—z)	0,6 × 0,80	0,7 × 0,7	0,80 × 0,80	0,8 × 0,8	0,8 × 0,8	0,6 × 0,80
Перемещения т. O, мкм, по оси:						
x (норма 14,11)	7,34	6,75	6,43	9,51	9,58	6,28
y (норма 19,89)	19,89	19,89	19,89	19,89	19,89	19,89
z (норма 22,55)	11,58	11,74	11,56	12,10	12,69	11,20
Толщина стенки, мм, в плоскости:						
yz, xz	98	94	96	99	98	71
xy	146	162	147	107	106,7	99
Масса, т	169,9	179,7	181,0	158,2	157,2	119,3

следования несущих конструкций различного исполнения для разных условий эксплуатации. Под типовыми условиями эксплуатации понимаются следующие (данные предприятия): чистовая обработка, фреза — торцовая диаметром 250 мм, число зубьев 20, глубина резания 0,5 мм, подача на зуб 0,05 мм, частота вращения шпинделя 170 мин$^{-1}$ (максимальное значение 500 мин$^{-1}$).

Результаты расчетов показывают, что имеются возможности улучшения компоновки несущих конструкций по сравнению с их базовым исполнением. Для принятой системы предпочтений следует признать лучшим вариант несущей системы со стойкой с размерами поперечного сечения 1,8 м (по оси x) и 2,6 м (по оси y). Вариант несущей системы со стойкой 1,6 м × 2,8 м отклонен по причине большой протяженности сечения стойки по оси y, так как это приводит к дальнейшему уменьшению рабочего хода (рабочего пространства) стойки по этой оси. Отметим, что в процессе оптимизации активным ограничением является перемещение точки O по оси y. Если при проектировании станка ориентироваться на типовые условия эксплуатации, то на примере расчета базового варианта видно, что выигрыш по массе составляет около 30 % при сохранении норм точности на обработку.

Анализ отдельной конструкции. Для примера рассмотрим стойку. В конструкциях тяжелых МС колонкового типа стойка *1* (см. рис. 1) является одним из наиболее ответственных элементов несущей системы, находится в условиях сложного нагружения с большими крутящими и изгибающими моментами и работает как консоль без поддержки по длине со стороны фундамента (см. рис. 2). Стойка представляет собой пространственную тонкостенную конструкцию, состоящую из двух частей, соединяющихся между собой болтами. Передняя часть стойки, имеющая направляющие для шпиндельной бабки, состоит из двух замкнутых контуров. Внутренняя полость задней части стойки содержит пересекающиеся продольные и поперечные ребра по всей высоте и служит для размещения противовеса (разгружает привод вертикального перемещения шпиндельной бабки от ее веса).

Стойка может иметь различные варианты оребрения, которое в значительной степени определяет ее жесткость, а следовательно, и жесткость станка в целом. Для исследования влияния расположения ребер на жесткость стойки рассмотрим ее упрощенную конструкцию (рис. 3, *а*). На 3, *б—г* показаны варианты расположения ребер (на передней стенке ребра отсутствуют), причем на рис. 3, *б* изображено расположение ребер в серийной конструкции.

Расчетная схема стойки моделирует все виды деформации серийной конструкции; влияние стенок на перемещения узлов стойки для всех вариантов расположения ребер одинаково. Исходные данные для расчета: толщина стенки — 0,04 м; толщина ребра — 0,06 м; жесткое защемление стойки по нижнему контуру. Конечноэлементная схема позволяет иметь постоянную сетку для пластинчатых конечных элементов.

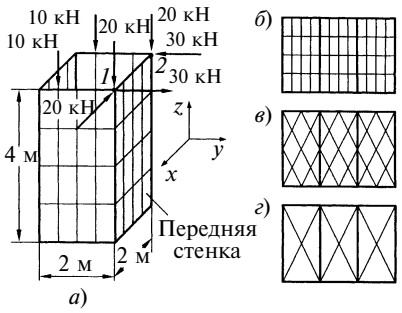


Рис. 3. Расчетная схема стойки (*а*) и развертки полости стойки с разной компоновкой ребер жесткости (*б—г*)

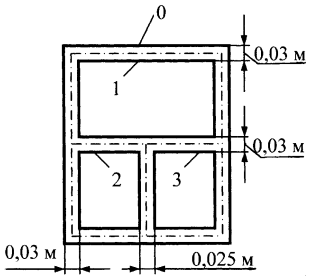


Рис. 4. Поперечное сечение стойки

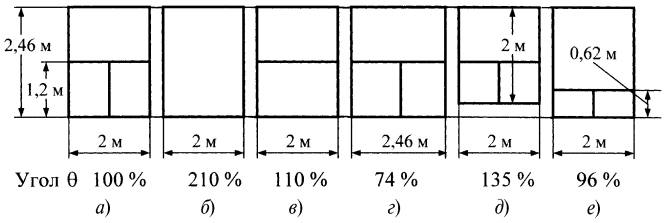


Рис. 5. Сравнение компоновок (*а*—*е*) поперечного сечения стойки по относительному углу θ закручивания

Если обозначить, например, угол поворота передней стенки, по которой скользит шпиндельная бабка, как $\theta = |y_1 - y_2|/L_{12}$, где y_1, y_2 — линейное перемещение по оси y соответственно точек *1* и *2* (см. рис. 3, *а*); L_{12} — расстояние между точками *1* и *2*; M — масса стойки, то получим следующие результаты:

Стойка с компоновкой ребер	θ, %	θ/*M*, %
по рис. 3, *б*	100	100
по рис. 3, *в*	70	70
по рис. 3, *г*	100,3	124

Результаты расчета показывают, что серийная стойка с пересекающимися продольными и поперечными ребрами по всей высоте (см. рис. 3, *б*) на 24 % тяжелее стойки с диагонально пересекающимися ребрами (см. рис. 3, *г*) при равной жесткости и менее жесткая, чем стойка с диагонально пересекающимися продольными и поперечными ребрами (см. рис. 3, *в*). Следовательно, при проектировании стойки предпочтение следует отдать наклонным ребрам. Как отмечено в работе [5], влияние продольных ребер на перемещения от кручения весьма незначительны, а от изгиба — не превышают 10÷20 %.

Для исследования многосвязного контура (рис. 4) серийной стойки на крутильную жесткость воспользуемся аналогией Прандтля [6]. В случае n-связного поперечного сечения крутящий момент определяется по формуле

$$M = 2\left(\int\int \varphi\, dx dy + \sum_{i=1}^{n-1} \varphi_i F_i - \varphi_0 F_0\right), \qquad (2)$$

где φ — функция Прандтля; F_i, F_0 — площади, ограниченные внутренними и наружными контурами.

В рассматриваемом случае формула (2) принимает вид:

$$M = 2\sum_{i=1}^{n-1} f_i w_i = 2\sum_{i=1}^{n-1} f_i \varphi_i,$$

где f_i — площадь, ограниченная контуром, всюду делящим толщину сечения стенки в поперечном сечении стойки пополам; w_i — функция поверхности провисания мембраны (w_i тождественна φ_i).

Относительный угол закручивания вычисляется по формуле $\theta = M/(GI_к)$, где $GI_к$ — жесткость поперечного сечения на кручение.

На рис. 5 приведены результаты расчета по отношению к серийному варианту (рис. 5, *а*), жесткость на кручение которого принята за 100 %. Анализ результатов показывает, что в данных условиях наилучшей является стойка с квадратным поперечным сечением (рис. 5, *г*), у которой жесткость на кручение на 26 % выше, чем у серийной стойки. Некоторое увеличение жесткости на кручение имеет место и в случае, изображенном на рис. 5, *е*. На практике стойка выполняется также и с квадратным поперечным сечением 2 м × 2 м (рис. 5, *д*), однако жесткость на кручение такой стойки на 35 % меньше, чем серийной.

Вывод

Используя разнообразные методы механики деформируемого твердого тела и упрощенное представление несущих конструкций, можно на этапе предварительного проектирования исследовать реакции несущих конструкций тяжелых многоцелевых станков на действие внешних нагрузок и определить рациональные пути улучшения конструкций. Результаты такого анализа служат далее основой для формирования реальной геометрии несущих конструкций и их математических моделей с целью выбора оптимальных параметров. Анализ реакций несущих конструкций является неотъемлемой частью предложенной автором ранее [7] технологии рационального проектирования несущих конструкций тяжелых многоцелевых станков.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Жевелев Г. И., Рубинович Б. Х., Тув А. И.** Тяжелые горизонтально-расточные и продольно-строгальные станки. М.: Машиностроение, 1969. 240 с.
2. **Демкин Н. Б.** Контактирование шероховатых поверхностей. М.: Наука, 1970. 227 с.
3. **Гжиров Р. И.** Краткий справочник конструктора. Л.: Машиностроение, 1983. 464 с.
4. **Банди Б.** Методы оптимизации. Вводный курс. М.: Радио и связь, 1988. 128 с.
5. **Каминская В. В., Левина З. М., Решетов Д. Н.** Станины и корпусные детали металлорежущих станков. М.: Машгиз, 1960. 362 с.
6. **Филин А. П.** Прикладная механика твердого деформируемого тела. М.: Наука, 1978. Т. 2. 616 с.
7. **Атапин В. Г.** Проектирование несущих конструкций тяжелых многоцелевых станков с учетом точности, производительности, массы // Вестник машиностроения. 2001. № 2. С. 3—6.

УДК 621.787.6

А. П. МИНАКОВ, д-р техн. наук, О. В. ЯЩУК (Белорусско-Российский университет, г. Могилев)

Совершенствование теоретического обеспечения технологических основ упрочняющей пневмоцентробежной обработки внутренних поверхностей вращения

Изложено новое описание кинематики и динамики движения деформирующего элемента — шара при пневмоцентробежной обработке, раскрывающее механизм воздействия на шар силы Кориолиса и переносной центробежной силы, возникающих при обработке поверхности, движущейся встречно или попутно движению шара. Указано на существование критической скорости шара относительно обрабатываемой поверхности, при превышении которой ухудшается качество обрабатываемой поверхности.

Kinematics and dynamics new description of a deformed element motion — a sphere under pneumatic centrifugal treatment is stated. This description shows action of Coriolis force and transfer centrifugal force arising at surface treatment, which moves either towards or on the same way the sphere does. It is stated that there is a critical speed of the sphere relative to the worked surface, and due to overspeeding quality of the surfacing falls behind.

Представленное в работах [1, 2] описание кинематики и динамики движения деформирующего элемента — шара при пневмоцентробежной обработке (ПЦО), являющейся разновидностью пневмовибродинамической обработки (ПВДО) [3], не раскрывает особенностей воздействия на шар силы Кориолиса и переносной центробежной силы, возникающих при ПЦО поверхности, движущейся встречно или попутно движению шара. Кроме того, уравнения движения шара, предлагаемые в работах [1—3], проблематично использовать для определения, даже приблизительного, числовых значений входящих в них величин. Вместе с тем, изложенное в работе [4] решение проблемы теоретического определения скорости шара при ПЦО (на основании учета газодинамических характеристик воздушного потока) открывает возможность вычисления вышеуказанных сил.

Наряду с этим в работе [5] дано приближенное уравнение движения шара в пневматическом механизме, являющемся прототипом инструмента для ПЦО:

$$J_0^* \ddot{\varphi} = \left[C_x \frac{\rho v_{\text{отн}}^2}{2} S - fmR\omega^2 - mg\cos\dot{\varphi} \right] R, \qquad (1)$$

где J_0^* — момент инерции шара относительно центра беговой дорожки шара, кг · м^2; $\dot{\varphi}$, $\ddot{\varphi}$ — угловые скорость, с$^{-1}$, и ускорение, с$^{-2}$, шара; C_x — коэффициент лобового сопротивления шара воздушному потоку; f — коэффициент трения скольжения; m — масса шара, кг; R — радиус беговой дорожки шара, м; ω — угловая скорость шара, рад/с = с$^{-1}$; ρ — плотность воздуха в потоке, воздействующем на шар, кг/м^3; $v_{\text{отн}} = v_{\text{п.в}} - v_{\text{ш}}^*$ — относительная скорость воздушного потока, равная разности скорости потока воздуха $v_{\text{п.в}}$ и скорости шара $v_{\text{ш}}^*$ относительно центра беговой дорожки шара в момент воздействия на него потока, м/с; S — площадь диаметрального сечения шара, м^2; g — ускорение свободного падения, м/с^2.

В начале решения поставленной выше задачи примем следующие допущения:

а) шары совершают круговое движение относительно геометрической оси обрабатываемой внутренней цилиндрической поверхности заготовки (далее по тексту — оси обрабатываемой поверхности) с постоянной угловой скоростью;

б) шары совершают преимущественное скольжение относительно обрабатываемой поверхности и одного из торцов дисков инструмента;

в) перемещением инструмента в осевом направлении пренебрегаем, а контакт шара с торцом диска инструмента учитываем посредством коэффициента трения скольжения [4];

г) сила воздействия воздушного потока на любой из шаров одинакова и постоянна в любой точке траектории движения вдоль образующей обрабатываемой поверхности;

д) контакт между шарами отсутствует;

е) контакт шара с обрабатываемой поверхностью и с одним из торцов дисков инструмента является постоянным;

ж) площадь пятен контакта шара с обрабатываемой поверхностью и с одним из торцов дисков инструмента мала по сравнению с площадью поверхности шара;

з) разнонаправленными колебаниями шара при его движении в турбулентном потоке сжатого воздуха пренебрегаем.

Уравнение (1) вполне пригодно и для описания движения шара при ПЦО неподвижной заготовки, с той лишь разницей, что вместо R следует подставить $R_{\text{ш}} = (D - d_{\text{ш}})/2$, т. е. радиус расположения центров шаров. Тогда для ПЦО неподвижных заготовок уравнение движения шара примет вид

$$J_0 \ddot{\varphi} = \left[C_x \frac{\rho (v_{\text{п.в}} - v_{\text{ш}})^2}{2} S - fm \frac{v_{\text{ш}}^2}{R_{\text{ш}}} - mg\cos\dot{\varphi} \right] R_{\text{ш}}, \qquad (2)$$

где J_0 — момент инерции шара относительно оси обрабатываемой поверхности, кг · м^2; $v_{\text{ш}}$ — скорость шара относительно оси обрабатываемой поверхности, м/с; D — диаметр окружности, образующей обрабатываемую внутреннюю цилиндрическую поверхность заготовки, м; $d_{\text{ш}}$ — диаметр шара, м.

Для получения уравнения движения шара при ПЦО движущейся встречно или попутно ему обрабатываемой поверхности учтем в уравнении (2) скорость и направление этого движения. В результате получим искомое общее уравнение движения шара при ПЦО:

$$J_0\ddot{\varphi} = \left[C_x \frac{\rho(v_{\text{п.в}} - (v'_{\text{ш}} \pm \omega_{\text{д}} R_{\text{д}}))^2}{2} S - \right.$$

$$\left. - fm \frac{(v'_{\text{ш}} \pm \omega_{\text{д}} R_{\text{д}})^2}{R_{\text{ш}}} - mg\cos\dot{\varphi} \right] R_{\text{ш}}, \qquad (3)$$

где "±" означает, что в уравнение (3) при попутном движении обрабатываемой поверхности следует подставлять знак "+", а при встречном — знак "−"; $v'_{\text{ш}}$ — скорость шара относительно обрабатываемой поверхности, м/с; $\omega_{\text{д}}$ — угловая скорость обрабатываемой поверхности, рад/с = с^{-1}; $R_{\text{д}}$ — радиус обрабатываемой поверхности, м.

Принимая во внимание, что при установившемся движении шара $\ddot{\varphi} = 0$, так как $\dot{\varphi} = \omega = \text{const}$, и пренебрегая составляющей веса шара $mg\cos\dot{\varphi}$, уравнение (3) можно представить в виде выражения для силы деформационного воздействия шара на обрабатываемую поверхность в функции действующего на шар воздушного потока с учетом коэффициента трения скольжения

$$F = \frac{m(v'_{\text{ш}} \pm \omega_{\text{д}} R_{\text{д}})^2}{R_{\text{ш}}} = \frac{C_x}{f} \frac{\rho(v_{\text{п.в}} - (v'_{\text{ш}} \pm \omega_{\text{д}} R_{\text{д}}))^2}{2} S. \qquad (4)$$

При этом одновременно с силой F на шар действует противоположная ей по направлению, но идентичная по модулю центростремительная сила $F_{\text{р}}$ реакции обрабатываемой поверхности, т. е. $|\vec{F}| = |\vec{F}_{\text{р}}|$.

Из выражения (4) в соответствии с работой [4] следует, что при попутном вращении заготовки скорость $v'_{\text{ш.поп}}$ шара относительно обрабатываемой поверхности можно определять по формуле

$$v'_{\text{ш.поп}} = v_{\text{п.в}} \left(1 + \sqrt{\frac{2mf}{C_x \rho S R_{\text{ш}}}} \right)^{-1} - \omega_{\text{д}} R_{\text{д}} =$$

$$= v_{\text{ш}} - \omega_{\text{д}} R_{\text{д}}. \qquad (5)$$

При встречном вращении заготовки скорость шара $v_{\text{ш.вст}}$ относительно обрабатываемой поверхности определяем по формуле

$$v'_{\text{ш.вст}} = v_{\text{п.в}} \left(1 + \sqrt{\frac{2mf}{C_x \rho S R_{\text{ш}}}} \right)^{-1} + \omega_{\text{д}} R_{\text{д}} = v_{\text{ш}} + \omega_{\text{д}} R_{\text{д}}. \qquad (6)$$

Определяя по уравнению (4) с помощью выражений (5) и (6) силу F деформационного воздействия шара на обрабатываемую поверхность, обнаруживаем, что она не зависит не только от направления движения обрабатываемой поверхности по отношению к движению шара, но и не зависит от движения обрабатываемой поверхности абсолютно, так как:

$$v_{\text{ш.поп}} = v'_{\text{ш.поп}} + \omega_{\text{д}} R_{\text{д}} = (v_{\text{ш}} - \omega_{\text{д}} R_{\text{д}}) + \omega_{\text{д}} R_{\text{д}} = v_{\text{ш}}, \qquad (7)$$

$$v_{\text{ш.вст}} = v'_{\text{ш.вст}} - \omega_{\text{д}} R_{\text{д}} = (v_{\text{ш}} + \omega_{\text{д}} R_{\text{д}}) - \omega_{\text{д}} R_{\text{д}} = v_{\text{ш}}, \qquad (8)$$

где $v_{\text{ш.поп}}$, $v_{\text{ш.вст}}$ — скорости шара относительно оси обрабатываемой поверхности при попутном и встречном движении обрабатываемой поверхности.

Вместе с тем уравнение (4) позволяет определить силу Кориолиса и переносную центробежную силу, которые возникают при движении обрабатываемой поверхности относительно движения шаров.

На рис. 1 представлены три возможные схемы распределения основных сил, действующих на шар в направлениях, перпендикулярных к обрабатываемой поверхности, в процессе ПЦО.

Так, в соответствии с формулой (4) сила деформационного воздействия шара на обрабатываемую поверхность определяется по формуле:

а) при попутном движении обрабатываемой поверхности

$$F = \frac{m(v'_{\text{ш.поп}})^2}{R_{\text{ш}}} + 2mv'_{\text{ш.поп}}\omega_{\text{д}} \frac{R_{\text{д}}}{R_{\text{ш}}} + m\omega_{\text{д}}^2 \frac{R_{\text{д}}^2}{R_{\text{ш}}} =$$

$$= F'_{\text{цб}} + F_{\text{к}} + F_{\text{пер.цб}}; \qquad (9)$$

б) при встречном движении обрабатываемой поверхности

$$F = \frac{m(v'_{\text{ш.вст}})^2}{R_{\text{ш}}} - 2mv'_{\text{ш.вст}}\omega_{\text{д}} \frac{R_{\text{д}}}{R_{\text{ш}}} + m\omega_{\text{д}}^2 \frac{R_{\text{д}}^2}{R_{\text{ш}}} =$$

$$= F'_{\text{цб}} - F_{\text{к}} + F_{\text{пер.цб}}, \qquad (10)$$

где $F'_{\text{цб}} = m(v'_{\text{ш.поп}})^2/R_{\text{ш}}$ или $m(v'_{\text{ш.вст}})^2/R_{\text{ш}}$ — центробежная сила, действующая на шар при его движении относительно обрабатываемой поверхности, движущейся попутно или встречно шару; $F_{\text{к}} = 2\text{m}v'_{\text{ш.поп}}\omega_{\text{д}} \frac{R_{\text{д}}}{R_{\text{ш}}}$ или $2mv'_{\text{ш.вст}}\omega_{\text{д}} \frac{R_{\text{д}}}{R_{\text{ш}}}$ — сила Кориолиса; $F_{\text{пер.цб}} = m\omega_{\text{д}}^2 \frac{R_{\text{д}}^2}{R_{\text{ш}}}$ — переносная центробежная сила.

По выражениям (9) и (10) можно определить числовые значения и направления действия сил $F'_{\text{цб}}$, $F_{\text{к}}$, $F_{\text{пер.цб}}$, которые, однако, для вычисления суммарной силы по уравнению (4) не имеют практического значения, так как $F = \text{const}$ и не зависит, как это указывалось выше, от движения обрабатываемой поверхности.

Выражение (7) указывает на существование условия невозможности ПЦО при попутном вращении заготовки, когда $v'_{\text{ш.поп}} = 0$ или $v_{\text{ш}} = v_{\text{д.поп}} = \omega_{\text{д}} R_{\text{д}}$, где $v_{\text{д.поп}}$ — скорость попутного движения обрабатываемой поверхности относительно собственной оси.

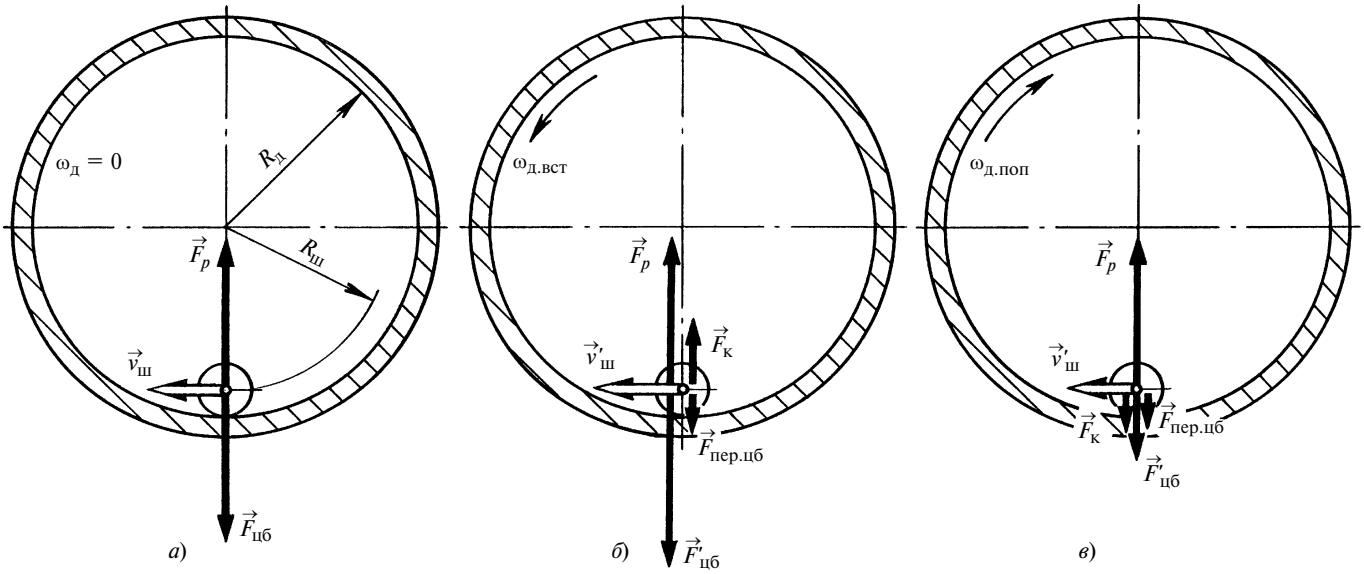


Рис. 1. Схемы распределения основных сил, действующих на деформирующий элемент-шар в направлениях, перпендикулярных к обрабатываемой поверхности, в процессе ПЦО:
а) при неподвижной обрабатываемой поверхности $|\vec{v}_ш|$, $|\vec{F}_р| = |\vec{F}| = |\vec{F}_{цб}|$; б) при встречном движении обрабатываемой поверхности $|\vec{v}_{ш.вст}| = |\vec{v}'_{ш.вст}| - |\vec{v}_д| = |\vec{v}_ш|$, $|\vec{F}_р| = |\vec{F}| = |\vec{F}'_{цб}| - |\vec{F}_к| + |\vec{F}_{пер.цб}|$; в) при попутном движении обрабатываемой поверхности $|\vec{v}_{ш.поп}| = |\vec{v}'_{ш.поп}| + |\vec{v}_д| = |\vec{v}_ш|$, $|\vec{F}_р| = |\vec{F}| = |\vec{F}'_{цб}| + |\vec{F}_к| + |\vec{F}_{пер.цб}|$

Используя выражения (7) и (8), для каждого конкретного случая ПЦО можно построить графическую зависимость $v'_ш = f(v_д)$, позволяющую определять границы диапазона возможных направлений и числовых значений скорости $v_д$ движения обрабатываемой поверхности в зависимости от скорости $v_ш$, развиваемой шаром при неподвижной заготовке (рис. 2). Принимая во внимание, что для конкретных условий обработки с учетом материала, микротвердости и диаметра обрабатываемой поверхности необходим экспериментальный поиск режимов ПЦО, при которых обеспечивается наиболее эффективное снижение исходной шероховатости обрабатываемой поверхности, использование графика $v'_ш = f(v_д)$ будет способствовать уменьшению объема экспериментальных работ. При этом необходимо учитывать существование критической скорости шара $v'_{ш.кр}$, когда начинается разрушение поверхности шаров из-за возрастания мгновенной температуры в зоне контакта шара с обрабатываемой поверхностью, что проявляется в замеченном на практике, ярко выраженном потемнении шаров. Это косвенно подтверждается У. В. Пильвре, доказавшим наличие мгновенных температур порядка 687÷1000 °С в зоне сухого удара шара ∅2 мм со скоростью 40 м/с о пластину из стали, когда на фотографии были отчетливо видны капли металла на дне лунки после сухой дробеструйной обработки стального образца [6]. Для приближенных вычислений, например, при ПЦО стальных нетермообработанных заготовок с внутренним диаметром до 100 мм можно допустить, что теоретическое значение $v'_{ш.кр} \approx 25$ м/с.

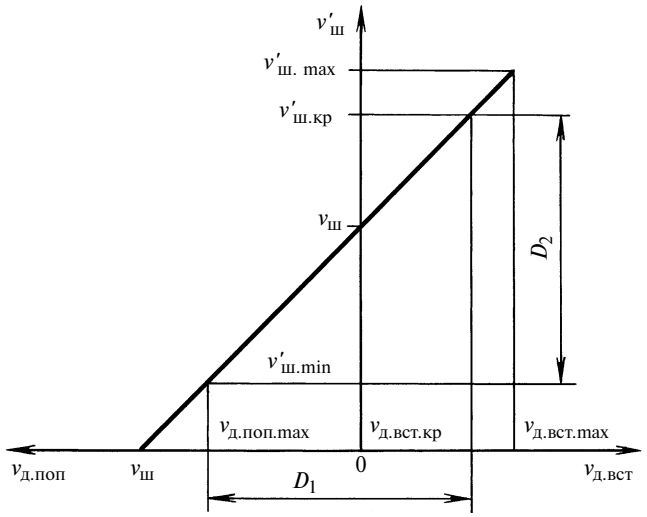


Рис. 2. Обобщенная графическая зависимость скорости $v'_ш$ шара относительно обрабатываемой поверхности от направления движения и скорости $v_д$ обрабатываемой поверхности:
D_1 — диапазон рациональных направлений и значений $v_д$; D_2 — диапазон рациональных значений $v'_ш$

Выводы

1. Новое описание кинематики и динамики движения деформирующего элемента-шара при ПЦО раскрывает механизм воздействия на шар силы Кориолиса и переносной центробежной силы, позволяет вычислить их, доказывает отсутствие влияния перечисленных сил на числовое значение суммарной силы деформационного воздействия шара на обрабатываемую поверхность вне зависимости от направления и скорости ее движения.

УДК 62-419.4

Т. В. БРОВМАН, канд. техн. наук (Тверской ГТУ)

Получение неразъемных соединений методами пластической деформации

В машиностроении весьма велика потребность в многослойных (биметаллических) изделиях, состоящих, например, из листов с высокой твердостью и хорошим сопротивлением изнашиванию (поверхностные слои детали) и более мягкого, пластического металла (внутренний слой). Иногда к материалам предъявляют иные требования, например, один металл должен иметь высокий коэффициент теплопроводности, а другой — обеспечивать прочность и жесткость детали.

Потребность в получении биметаллических изделий очень велика при ремонте быстроизнашивающихся деталей автомобилей, тракторов, дорожных машин. На практике широко используется восстановление изношенной поверхности детали путем ее механической обработки и нанесения нового слоя износостойкого металла. В ряде случаев соединение металлов получают их совместным сжатием [1, 2].

При высоком давлении и нагреве микровыступы на соединяемых поверхностях пластически деформируются с разрушением окисных пленок, что является условием появления ювенильных участков металла [3], а это создает условия для диффузии и химического взаимодействия, особенно при соединении однородных материалов или металлов, близких по составу. Именно "схватывание" поверхностей обеспечивает прочное соединение заготовок.

В статье не будем рассматривать электролитические и другие (хромирование, цинкование, никелирование и т. д.) способы нанесения тонких покрытий, а рассмотрим только нанесение наплавкой покрытий толщиной не менее нескольких миллиметров и соединение заранее изготовленных деталей такой же толщины.

Известно много способов нанесения поверхностных слоев металла наплавкой. Однако в большинстве случаев приходится прибегать к многослойной наплавке, так как требуемые свойства поверхности достигаются лишь при наплавке третьего—пятого слоя. Если наплавлять следующий слой металла на предыдущий без его оплавления, то трудно обеспечить сплошность соединения, а на поверхностях соединения слоев могут возникнуть трещины. Поэтому при наплавке каждого следующего слоя необходимо осуществлять переплавку предыдущего слоя минимум на 1/3 его толщины [4]. Понятно, что это приведет к дополнительным затратам электроэнергии, сварочных материалов и времени. При многослойной наплавке многократная переплавка еще увеличивает расход электроэнергии и в тем большей степени, чем толще наплавляемый слой.

Институт сварки России разработал прогрессивный способ наплавки несколькими электродами (проволоками), причем дуга не горит на всех электродах одновременно, а перемещается от одного электрода к другому [4]. Распределенный источник нагрева позволяет получить заданные свойства уже первого слоя, а колебания электрода, расширяя зону нагрева, усиливают эффект. Этот способ наплавки использовали для корпусов дробилок, доменного оборудования, роликов в установках непрерывного литья стали и т. д. Недостатком этого способа наплавки является возникновение в слоях металла значительных остаточных напряжений, что при-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 65)

2. Качество обрабатываемой поверхности при ПЦО зависит не только от силы деформационного воздействия шара на нее, но и от скорости шара относительно обрабатываемой поверхности. Причем существует критическая скорость шара относительно обрабатываемой поверхности, которую необходимо учитывать на практике при выборе режимов ПЦО.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ящерицын П. И., Филонов И. П., Минаков А. П.** Пневмоцентробежная обработка нежестких деталей поверхностным пластическим деформированием // Докл. АН БССР, 1977. Т. XXI. № 11. С. 1004—1007.

2. **Филонов И. П., Ящерицын П. И.** Некоторые особенности контактного взаимодействия в процессе обкатывания тел качения с высокими скоростями // Трение и износ. 1984. № 6. С. 1010—1017.

3. **Минаков А. П., Бунос А. А.** Технологические основы пневмовибродинамической обработки нежестких деталей. Минск: Наука и техника, 1995. 304 с.

4. **Ящук О. В.** Методика определения скорости деформирующих элементов на стадии проектирования инструмента для финишной пневмовибродинамической обработки // Вестник машиностроения. 2005. № 4. С. 44—49.

5. **Карпин Е. Б.** Расчет и конструирование весоизмерительных механизмов и дозаторов. М.: Машгиз, 1963. 524 с.

6. **Петросов В. В.** Гидродробеструйное упрочнение деталей и инструмента. М.: Машиностроение, 1977. 168 с.

водит к необходимости последующей термообработки (отпуска) для релаксации напряжений, что еще больше увеличивает расход электроэнергии, а для крупногабаритных конструкций требует создания печей больших размеров либо агрегатов для локальной термической обработки. Некоторые изделия (конвертеры, сталеразливочные ковши, строительные металлоконструкции) разместить в печи невозможно, а локальная обработка нагревом (в некоторых случаях вибраторами) не всегда может обеспечить однородность механических свойств и существенное снижение уровня остаточных напряжений. При затвердевании наплавленного металла его стремление к уменьшению длины в процессе охлаждения приводит к появлению в наплавленных слоях растягивающих трещин.

С целью устранения этого недостатка был разработан ряд способов с предварительным нагружением свариваемых деталей до или в процессе сварки.

Так, в работе [5] описан способ изготовления сварных тонкостенных конструкций, при котором именно для снижения остаточных напряжений привариваемое ребро устанавливают со смещением, равным $(3\div4)10^{-3}$ его длины, и подвергают нагружению с изгибом с помощью роликов в процессе сварки.

В Краматорском НИИПТмаше был успешно использован способ нанесения покрытия из хрома на медные плиты кристаллизаторов. При этом плиты подвергали изгибу до нанесения покрытия, а после нанесения подвергали разгрузке. Таким образом, в покрытии создавали остаточные напряжения, обратные по знаку напряжениям, возникающим при эксплуатации плит. При этом удалось существенно, в 2÷3 раза, снизить уровень напряжений, действующих в слое покрытия.

Используют также способы соединения металлов не сваркой, а действием импульсных нагрузок при взрыве [6—9]. Этими способами удается получать соединения разных металлов и сплавов, например, стали и титана. Так, на Южно-Уральском машиностроительном заводе получали биметаллические листы из меди и стали для кристаллизаторов прямоугольного сечения путем их соединения взрывом в специальных камерах. Варианты технологических процессов получения биметаллических и полиметаллических листовых заготовок статическим и динамическим воздействием описаны в работах [8, 9].

Для получения прочного и надежного соединения требуется тщательная обработка контактных поверхностей — зачистка, удаление окислов, краски, а иногда и их обезжиривание. Эти операции усложняют технологический процесс и значительно увеличивают стоимость изделий. Но наличие даже одиночного дефекта на поверхности площадью 10÷20 м^2 и более может привести при знакопеременных нагрузках к развитию трещины, расслоению и выходу изделия из строя. Так, частица окалины с размерами в десятые доли миллиметра может создать небольшую несплошность, являющуюся сильным концентратором напряжений. От такого дефекта при знакопеременных и ударных нагрузках начинает развиваться трещина. При этом концевая зона трещины продолжает оставаться концентратором напряжений, что может привести к увеличению размеров

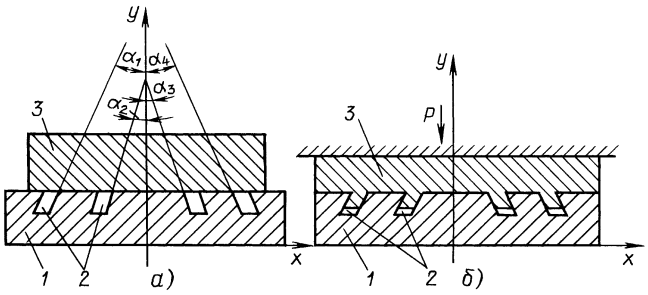


Рис. 1

зоны, где произошло разделение двух контактных поверхностей, и с течением времени к разрушению всей детали.

Две детали можно соединить способом пластической деформации по схеме, показанной на рис. 1. В детали *1*, выполненной из более прочного металла или сплава, сделаны пазы *2* под углами $\alpha_1\div\alpha_4$ к оси *y*, являющейся нормалью к поверхности контакта деталей *1* и *3* (см. рис. 1, *а*). Положение соединяемых деталей показано до начала их совместной деформации. В данном примере контактная поверхность параллельна оси *x*. Затем осуществляется совместное сжатие деталей *1* и *3* с усилием *P*. Положение деталей после пластической деформации показано на рис. 1, *б*. Так, деталь *3* выполнена из материала с меньшим пределом текучести, чем деталь *1*, поэтому она в основном подвергается пластической деформации. При деформации часть металла детали *3* затекает в пазы *2*. На рис. 1 показан вариант соединения, при котором два паза ориентированы к оси *y* под углами $\alpha_1 = \alpha_2 = 20°$; а два паза — под углами $\alpha_3 = \alpha_4 = -20°$. Можно выбрать разные варианты реализации способа, но существенно то, что углы наклона пазов *2* относительно оси *y* должны быть разными (и лучше — иметь разные знаки).

На рис. 2, *а* показан вариант получения биметаллического изделия, в котором лист *1* заготовки выполнен из более мягкого металла, тогда как пазы *2* выполняются в листе *3* из более прочного металла. После совместного сжатия заготовок *1* и *3* пазы *2* частично заполняются материалом листа *1* и образуется прочное неразъемное соединение деталей. На рис. 2 показаны два паза с углами α_1 и α_2 наклона к оси, при этом $\alpha_1 = -\alpha_2$ (т. е. углы равны по модулю и ориентированы в противоположных направлениях). Деталь *3* может быть отлита, например, из отбеленного чугуна, что целесообразно для ряда изделий, работающих на износ. Приведенный способ обеспечивает плотное соединение деталей, которого трудно добиться другими способами: воздейст-

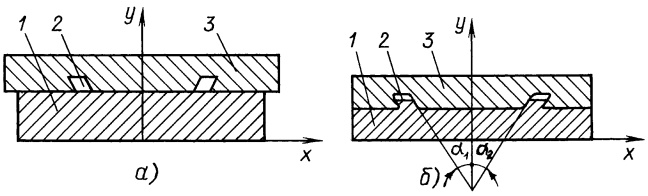


Рис. 2

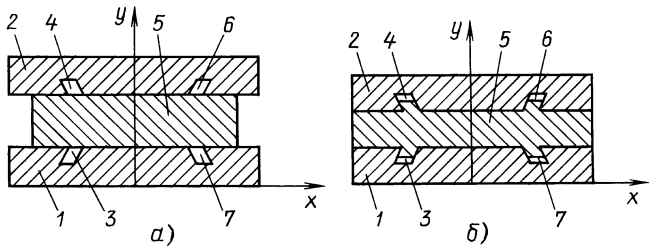


Рис. 3

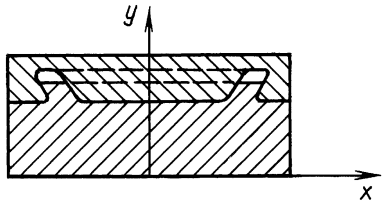


Рис. 5

вие взрыва на чугун может привести к его разрушению, а сварка чугунной и стальной деталей также весьма затруднительна.

Иногда требуется получить трехслойное изделие с более прочными наружными листами и более мягкой (вязкой) "сердцевиной". В этом случае листы *1* и *2* из более прочного металла (рис. 3) располагают по обе стороны от листа *5* с меньшей прочностью и именно в них выполняют наклонные пазы: *3* и *4* с одной стороны от оси *y* симметрии и *6* и *7* — с другой. После сжатия всех листов происходит пластическая деформация (деформируется преимущественно лист *5*) и получается заготовка, показанная на рис. 3, *б*.

Наклонные пазы можно выполнить фрезерованием. Глубину их заполнения металлом достаточно принять равной 0,6÷1,0 ширины паза, т. е. при ширине паза 10 мм достаточно, если он заполнен металлом на глубину 6÷10 мм. Не обязательно выполнять пазы по всей толщине заготовки; они могут быть меньше. Иногда их можно выполнить в виде ряда отдельных наклонных отверстий, которые после деформации будут частично заполнены металлом (наклонные пластические заклепки). Одна из заготовок с пазами может быть литой. Ширина паза по его глубине может быть переменной, что обеспечивает более плотное соединение заготовок, но требует больших усилий для деформирования. Пазы с изменяющейся шириной обеспечивают гораздо более плотное соединение, чем пазы с параллельными стенками (например, пазы, выполненные перпендикулярно к плоскости контакта). При пазах с параллельными стенками соединение хорошо работает на срез, но если возникают дополнительные силы, перпендикулярные к наклонной поверхности (особенно при ударных и динамических нагрузках), то соединение разрушается.

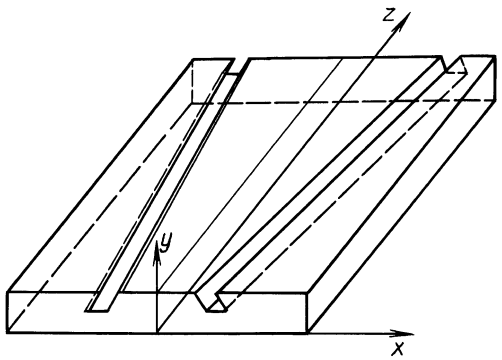


Рис. 4

Наклонные пазы обеспечивают весьма прочное соединение, удерживающее соединяемые детали от смещения относительно друг друга. Если же выполнить пазы наклонными не только к контактной поверхности, но и к оси *z* (рис. 4), являющейся осью симметрии листа, то пластическое соединение будет надежно удерживать от смещений вдоль всех трех осей: *x*, *y* и *z*. Наклонные пазы можно выполнить и криволинейными в плане, хотя их получение механообработкой сложнее. Для примера на рис. 5 показан наклонный кольцевой паз со средним диаметром 50 мм и углом наклона к оси *y*, равным 20°. Такая конструкция обеспечивает прочное и плотное соединение двух цилиндрических деталей. Пазы могут иметь форму замкнутых и незамкнутых кривых линий.

Пластическую деформацию плоских заготовок можно осуществлять сжатием или прокаткой, а соединение цилиндрических заготовок с бандажами удобнее выполнять волочением, а в некоторых случаях прессованием, если длина заготовки мала. При этом наклонные пазы можно выполнять на наружной поверхности внутренней заготовки или на внутренней поверхности бандажа. Можно нагревать одну или несколько заготовок до начала их совместного деформирования, при котором, по крайней мере, одна из заготовок должна быть пластически деформирована.

Подробно технология и расчет усилий деформирования предполагается изложить в дальнейших работах. Следует отметить три главных преимущества способа соединения деталей пластическим деформированием:

1. Перед наплавкой способ пластической деформации заготовок с заполнением наклонных пазов имеет то преимущество, что гораздо меньше расходуется электроэнергии (не надо нагревать металл до расплавления) и отсутствует необходимость (в большинстве случаев) термообработки, так как способ не приводит к появлению напряжений, возникающих при кристаллизации после наплавки.

2. Перед способами сваркой давлением, взрывом, пайкой, склеиванием в способе соединения пластическим деформированием отсутствует необходимость тщательной подготовки контактных поверхностей: обезжиривания, тщательной зачистки поверхностей, удаления окисных пленок, т. е. создания ювенильных участков на контактной поверхности. Затраты на подготовку поверхностей перед соединением заготовок в несколько раз меньше.

3. Способ пластического деформирования обеспечивает высокие прочность и надежность соединения, которое разрушается только при разрушении металла, заполняющего наклонные пазы. При соединении металлов по гладким поверхностям, например взрывом, пайкой, возникающая трещина особенно быстро распространяется при знакопеременной нагрузке; остановить ее нельзя, и даже незначительный дефект может привести к разрушению всей заготовки. В способе соединения заготовок пластической деформацией с заполнением наклонных пазов "чувствительность" значительно меньше. При наличии нескольких наклонных пазов (четыре÷восемь) даже срез и разрушение металла в одном из пазов не приведут к разрушению всего изделия.

На практике можно получать составные заготовки: сталь—алюминий; сталь—свинец; сталь—никель; сталь—мельхиор, сталь—медь и др. Можно использовать составные заготовки из разных сталей, например из углеродистых и коррозионно-стойких.

Применение составной заготовки из низколегированной и быстрорежущей сталей позволяет на 70 % сократить расход быстрорежущей стали [9]. Применение в буксовых узлах тепловозов биметалла сталь Ст3 — сталь 65Г позволило получить экономию по сравнению с применением узла, отлитого из стали 65Г (эта сталь очень трудно сваривается с другими материалами). Но если при литье выполнить в стали 65Г наклонные пазы, то эту деталь можно соединить с другой, выполненной, например, из углеродистой стали, способом пластической деформации.

На рис. 6 показана конструкция ножа бульдозера, очень широко используемая на практике [10]. Вставка *1* взаимодействует с разрушаемым материалом *2* — грунтом, асфальтом, породой, состоящей из грунта и камней, и т. д. Деталь *1* выполнена из износостойкого материала, например отбеленного чугуна, и соединена со стальными деталями *3* и *4*. Часто на ноже устанавливают дополнительную вставку *5* для того, чтобы повысить его долговечность.

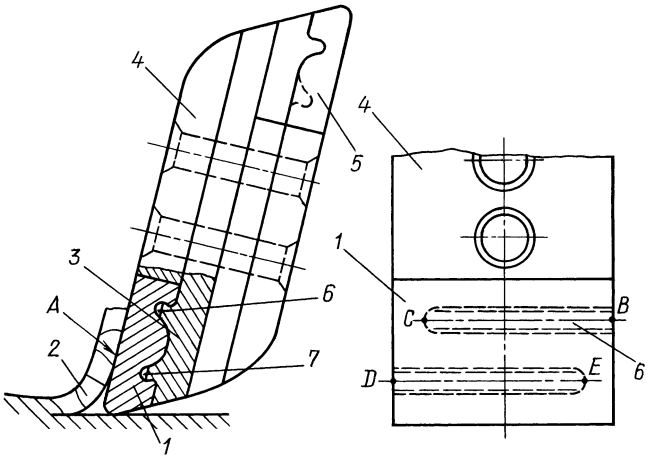


Рис. 6

После износа детали *1* нож можно повернуть так, что в работе будет участвовать уже вставка *5*. В обеих вставках *1* и *5* выполнены наклонные пазы *6* и *7*, частично заполненные материалом детали *3* при ее соединении пластическим деформированием с деталями *1* и *5*.

Основной рабочей поверхностью, подвергаемой изнашиванию, является поверхность *A*. Пазы *6* и *7* выполнены в детали *3* по всем длинам *BC* и *DE* соответственно от разных боковых поверхностей ножа, что обеспечивает надежное удержание детали *1* от смещения вдоль плоскости контакта деталей *1* и *3* по длине ножа и от поперечных смещений вдоль осей пазов. Прочность соединения, полученного в результате пластической деформации материала детали *3*, благодаря расположению волокон гораздо выше, чем обычного шпоночного соединения, полученного механической обработкой.

Выполнение вставки *1* из белого чугуна значительно повышает стойкость и долговечность ножа в целом. В белых чугунах весь углерод связан карбидообразующими элементами. На практике находят применение износостойкие чугуны марок ИЧХ4Г7Д, ИЧХ28Н2, ИЧХ12М, ИЧХ28, Н2М2 и др. Так, хром при содержании 5÷8 % образует карбид цементитного типа. Износостойкость детали из такого чугуна значительно выше, чем из многих сталей, особенно заметна разница в износостойкости при трении поверхности *A* вставки из чугуна (см. рис. 6) не о металл, а о породу, камни или в других случаях о куски руды, легирующие элементы огнеупоров и т. п. В работе [10] рекомендовано выполнять ножи бульдозеров с наплавкой белого чугуна на контактную поверхность. Это позволяет обойтись меньшими расходами электроэнергии и не создает столь высоких напряжений, как при наплавке. Литые чугунные детали, имеющие наклонные пазы с противоположными углами наклона, можно соединять пластической деформацией, например сжатием, со стальными пластинами, например из стали 20, нагретыми до 900÷1000 °С. Данный способ можно использовать и для соединения металлов с неметаллическими материалами, например с некоторыми полимерами или бетоном. Если полимер обладает низкой пластичностью и не подвергается пластической деформации, то его можно в жидком состоянии залить на поверхность металлической пластины, в которой выполнены наклонные пазы с разными углами наклона к контактной поверхности. После затвердевания получается прочное соединение двух материалов. Такую технологию можно использовать и для соединения бетона с металлами или деталей, получаемых "каменным литьем".

На поверхность металлической детали с наклонными пазами можно нанести наплавкой и слой другого металла, однако при этом неизбежен высокий расход электроэнергии (нагрев металла до температуры плавления, расплавление металла, а при многослойной наплавке и частичное вторичное оплавление каждого слоя для получения соединения высокого качества между слоями наплавленного металла).

Выводы

1. Выполнение неразъемных соединений составных деталей пластической деформацией при заполнении деформируемым материалом наклонных пазов позволяет получить прочное и надежное соединение.

2. При равных по модулю и противоположных по направлению углах наклона пазов к контактной поверхности можно получить прочность, на 30÷40 % большую, чем прочность соединения, полученного сваркой взрывом. Целесообразно применять углы наклона пазов к нормали к контактной поверхности, равные 15÷30°.

3. Можно получать прочные и надежные соединения разнородных металлов, например сталь—медь, чугун—алюминий и др. Такое соединение имеет повышенную стойкость к ударам и вибрациям.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Айбиндер С. Б.** Основы теории сварки давлением // Автоматическая сварка. 1964. № 5.
2. **Биметаллические** соединения / К. Е. Чарухина, С. А. Голованенко, В. А. Мастеров, Н. Ф. Казаков. М.: Металлургия, 1970.
3. **Матвеев А. С.** Основные аспекты оценки прочности сцепления слоев при холодном плакировании прокаткой // Технология машиностроения. 2006. № 5. С. 43—45.
4. **Глазов В. В., Дьяков А. Н.** Опыт института сварки России в разработке технологии наплавки // Технология машиностроения. 2006. № 5. С. 38—42.
5. **Способ** изготовления тонкостенных ребристых конструкций: А. с. СССР 1347303: МКИ^4 7В 23 К 28/00.
6. **Математическая** модель упругого металлического листа, метаемого взрывной волной с плоским передним фронтом / М. И. Орлов, Ю. Н. Пашуков, Е. У. Атабеков, А. В. Крупин // Изв. вузов. Черная металлургия. 1992. 311ю. С. 32—35.
7. **Деформация** металлов взрывом / А. В. Крупин, В. Я. Соловьев, Н. И. Шефтель, А. Г. Кобелев. М.: Металлургия, 1975. 416 с.
8. **Кобелев А. Г., Потапов И. Н., Кузнецов Е. В.** Технология слоистых металлов. М.: Металлургия, 1991. 248 с.
9. **Кузнецов Е. В., Кобелев А. Г.** Биметаллы: Современные технологии и применение // Пластическая деформация сталей и сплавов. Сб. науч. тр. МГУСиС / Под ред. А. В. Зиновьева. М.: МИСИС, 1996. С. 296—302.
10. **Шнейдер В. А., Тищенко Н. А.** Мелиоративные и строительные машины. М.: Колос, 1978. 463 с.

УДК 621.73

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГАПИ)

Напряженное состояние полой цилиндрической заготовки при дорновании отверстия

По теории пластического течения определено напряженное состояние полой цилиндрической заготовки при дорновании отверстия. Получены уточненные формулы для расчета оптимальных углов дорна и силы дорнования. Путем сопоставления с экспериментальными данными показана высокая точность выполнения конкретных технологических расчетов на основе установочных формул.

Tubular billet stressed state is determined at an opening mandrelling by incremental plasticity. More accurate formulas are obtained to calculate optimum angle of mandrel and mandrelling force. High accuracy of specific technical calculation on the basis of set formulas is shown by correlating experimental data.

Дорнованием называется калибровка отверстия путем его пластического расширения (рис. 1). Пуансон для дорнования называется дорном. Как правило, дорн выполняется сменным и имеет заходные участки с двух сторон от калибрующего пояска. Дорнование применяют для правки отверстия после прошивки, а также в том случае, если поставляемая исходная трубная заготовка имеет меньший внутренний диаметр, чем требуется для последующих штамповочных операций и получения готового изделия.

Как правило, диаметр калибрующего пояска дорна превышает исходный диаметр отверстия на небольшую величину. При этом эксперименты показывают, что высота заготовки после дорнования практически не изменяется. Для относительно толстостенных заготовок с $D_0/d_0 \geqslant 1{,}2$ неизменность высоты сохраняется с большой степенью точности. А по данным работы [1] и для тонкостенных и высоких заготовок изменение высоты составляет около 1÷4 %, т. е. весьма незначительно и обычно укладывается в штамповочный припуск. Это позволяет определить наружный диаметр заготовки после дорнования из условия равенства площадей поперечного сечения:

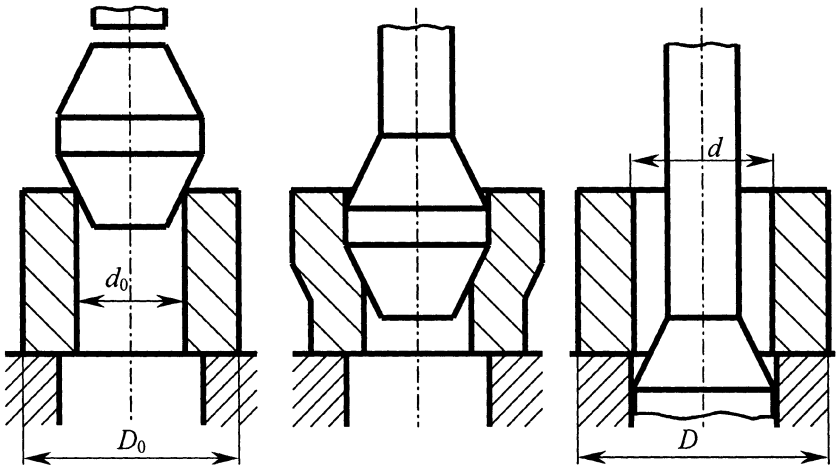


Рис. 1. Дорнование отверстия

$$D = \sqrt{D_0^2 - d_0^2 + d^2}. \qquad (1)$$

В обобщающей работе [1] изложены результаты трех различных теоретических исследований силовых параметров дорнования. Каждое из этих решений дает удовлетворительные результаты в одном диапазоне параметров дорнования и имеет значительное расхождение с экспериментальными данными в другом диапазоне. Все эти решения получены тривиальными методами: инженерным и баланса работ. Строгость этих методов не соответствует современному уровню прикладной теории пластичности, а общие недостатки, присущие всем без исключения решениям, полученным данными методами, подробно рассмотрены в работе [2]. Применительно к данным конкретным решениям можно указать на то, что ни в одном из них не определены компоненты тензора напряжений. Помимо теоретической неполноценности это не позволяет провести, в случае необходимости, анализ возможности трещинообразования в процессе дорнования.

В работе [1] отмечено, что контактные давления и силы трения обычно считают равномерно распределенными по поверхности контакта. Это грубое упрощающее предположение не соответствует действительности и используется в работе [1] для сведения решения задачи к элементарному: либо к тривиальному суммированию сил, либо к известной задаче о равновесии трубы под действием равномерного внутреннего давления. По мнению авторов данной работы, для практического использования предпочтительным является решение, изложенное на с. 54, 55 работы. Однако из этого решения следует, что оптимальный угол конусности дорна возрастает с увеличением толщины стенки заготовки. Это прямо противоречит известным физическим закономерностям процесса. Авторы книги [1] предлагают уточнить лучшую из приведенных ими формул путем ее умножения на эмпирический поправочный коэффициент. Этот широко распространенный прием используется с целью сделать неудачную формулу удовлетворительной, сохраняя при этом видимость ее научности, хотя, по существу, превращает исходную теоретическую формулу в эмпирическую и лишает смысла аналитическое исследование, поскольку эмпирические формулы значительно эффективнее получать, используя известные методы обработки экспериментальных данных.

Для устранения перечисленных недостатков определим напряженное состояние заготовки в процессе дорнования на основе наиболее обоснованной на сегодняшний день теории пластического течения. Расчетная схема показана на рис. 2. В решении используем цилиндрические координаты z, ρ, θ. Материал считаем жесткопластическим, а упрочнение учитываем средней величиной напряжения текучести σ_s. Силы контактного трения определяем по закону Зибеля как $\tau_к = \mu\beta\sigma_s$, где μ — коэффициент трения по напряжению текучести, а β — коэффициент Лоде. В решении используем относительные величины геометрических параметров (отнесенные к радиусу калибрующего участка дорна) и относительные величины напряжений (отнесенные к σ_s). Очаг пластической деформации считаем заключенным в области высотой

$$h = (1 - r_0)\,\mathrm{ctg}\alpha. \qquad (2)$$

В соответствии с неизменностью высоты заготовки примем, что осевая скорость $v_z = 0$. Тогда из условия несжимаемости $\frac{\partial v_z}{\partial z} + \frac{\partial v_\rho}{\partial \rho} + \frac{v_\rho}{\rho} = 0$ получим радиальную скорость

$$v_\rho = f(z)/\rho. \qquad (3)$$

На конической поверхности дорна, т. е. при

$$\rho = r_0 + z\,\mathrm{tg}\alpha, \qquad (4)$$

имеем граничное условие

$$v_\rho \cos\alpha = v_0 \sin\alpha, \qquad (5)$$

где v_0 — скорость движения дорна.

Подставив в условие (5) выражения (3) и (4), найдем, что $f(z) = v_0\,\mathrm{tg}\alpha(r_0 + z\,\mathrm{tg}\alpha)$.

Таким образом, выражение (3) является кинематически возможным. Подставив его в известные выражения скоростей деформаций, получим:

$$\begin{cases} \xi_z = 0; \\ \xi_\rho = \partial v_\rho/\partial\rho = -f(z)/\rho^2; \\ \xi_\theta = v_\rho/\rho = f(z)/\rho^2; \\ \eta_{\rho z} = \partial v_\rho/\partial z + \partial v_z/\partial\rho = f'(z)/\rho. \end{cases} \qquad (6)$$

Тогда интенсивность скоростей деформации можно приближенно записать в виде:

$$\xi_i = \beta|\xi|_{\max} = \beta f(z)/\rho^2, \qquad (7)$$

где с учетом плоской деформации коэффициент Лоде $\beta = 2/\sqrt{3} = 1{,}155$.

С учетом формул (6), (7) из четвертого выражения системы

$$\begin{cases} \sigma_\rho = \sigma + \frac{2}{3}\frac{\xi_\rho}{\xi_i}; \\ \sigma_\theta = \sigma + \frac{2}{3}\frac{\xi_\theta}{\xi_i}; \\ \sigma_z = \sigma + \frac{2}{3}\frac{\xi_z}{\xi_i}; \\ \tau_{\rho z} = \frac{1}{3}\frac{\eta_{\rho z}}{\xi_i}, \end{cases} \qquad (8)$$

где σ — гидростатическое давление, следует, что

$$\tau_{\rho z} = \frac{1}{3\beta}\frac{f'(z)}{f(z)}\rho = \varphi(z)\rho. \qquad (9)$$

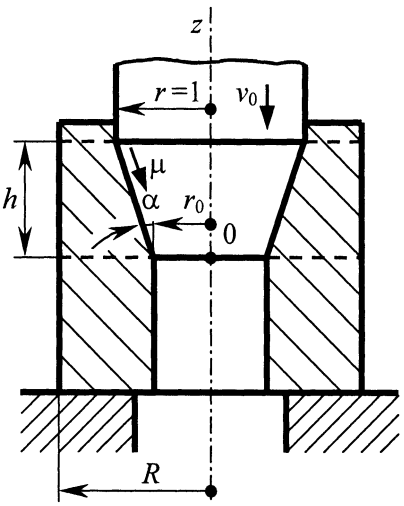


Рис. 2. Расчетная схема дорнования

Подставив равенство (9) во второе уравнение равновесия системы

$$\begin{cases} \dfrac{\partial\sigma_\rho}{\partial\rho} + \dfrac{\partial\tau_{\rho z}}{\partial z} + \dfrac{\sigma_\rho - \sigma_\theta}{\rho} = 0; \\ \dfrac{\partial\sigma_z}{\partial z} + \dfrac{\partial\tau_{z\rho}}{\partial\rho} + \dfrac{\tau_{z\rho}}{\rho} = 0, \end{cases} \quad (10)$$

получим:

$$\sigma_z = -2\int\varphi(z)\partial z + f(\rho). \quad (11)$$

С учетом первого равенства системы (6) из третьего выражения системы (8) следует, что гидростатическое давление

$$\sigma = \sigma_z. \quad (12)$$

Подставив соотношения (6), (7) и (12) в первую формулу системы (8), получим:

$$\sigma_\rho = \sigma_z - \frac{2}{3\beta} = \sigma_z - \frac{\beta}{2}. \quad (13)$$

В данном случае упрощенное условие пластичности имеет вид:

$$\sigma_\theta - \sigma_\rho = \beta. \quad (14)$$

С учетом выражений (11), (13) и (14) первое уравнение системы (10) сводится к виду:

$$\varphi'(z) = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial f(\rho)}{\partial\rho} + \frac{\beta}{\rho^2}.$$

Так как левая часть этого уравнения зависит только от z, а правая — только от ρ, то обе эти части должны быть равны постоянной величине C_1. С учетом этого после интегрирования получаем:

$$\varphi(z) = C_1 z + C_2; \quad (15)$$

$$f(\rho) = \beta\ln\rho - \frac{C_1}{2}\rho^2 + C. \quad (16)$$

Подставив выражение (15) в формулу (9), найдем касательное напряжение

$$\tau_{\rho z} = (C_1 z + C_2)\rho. \quad (17)$$

Произвольные постоянные определяем из условий на верхней и нижней границах очага пластической деформации:

$$\rho = R, \quad z = h, \quad \tau_{\rho z} = -\beta/2;$$
$$\rho = R, \quad z = 0, \quad \tau_{\rho z} = \beta/2,$$

откуда

$$\left.\begin{aligned} C_1 &= -\beta/(Rh); \\ C_2 &= \beta/(2R). \end{aligned}\right\} \quad (18)$$

Подставив выражения (15), (16) в равенство (11), найдем осевое напряжение

$$\sigma_z = -(C_1 z + 2C_2)z + \beta\ln\rho - \frac{C_1}{2}\rho^2 + C. \quad (19)$$

Дальнейшее решение с учетом члена $(C_1 z + 2C_2)z$ никаких затруднений не вызывает (см. раздел 6.1 в книге [2]). Однако при дорновании для упрощения окончательных формул этим членом можно пренебречь ввиду его малости (при $z = 0$ и $z = h$ этот член равен нулю, а при среднем значении $z = h/2$ — величине $\beta h/4R$, которая также мала, поскольку при дорновании r_0 близко к 1 и, соответственно, высота h будет значительно меньше, чем $4R$). Тогда получим:

$$\sigma_z = \beta\ln\rho - \frac{C_1}{2}\rho^2 + C, \quad (20)$$

с учетом чего из выражения (13) имеем:

$$\sigma_\rho = -\frac{\beta}{2} + \beta\ln\rho - \frac{C_1}{2}\rho^2 + C. \quad (21)$$

Произвольную постоянную C находим из граничного условия $\sigma_\rho = 0$ при $\rho = R$:

$$C = \frac{\beta}{2} - \beta\ln R + \frac{C_1}{2}R^2. \quad (22)$$

С учетом равенств (18) и (22) выражения (17) и (20) принимают вид:

$$\tau_{\rho z} = \frac{\beta}{2Rh}(h - 2z)\rho; \quad (23)$$

$$\sigma_z = \frac{\beta}{2} - \beta\ln\frac{R}{\rho} - \frac{\beta}{2Rh}(R^2 - \rho^2). \quad (24)$$

Подставив формулы (13) и (23), (24) в выражение [2]

$$\sigma_n = \sigma_z\sin^2\alpha + \sigma_\rho\cos^2\alpha - \tau_{\rho z}\sin 2\alpha,$$

найдем нормальное напряжение, действующее на конической поверхности пуансона:

$$\sigma_n = \beta\left[\frac{1}{2}\sin^2\alpha - \ln\frac{R}{\rho} - \frac{R^2 - \rho^2}{2Rh} - \frac{\sin 2\alpha(h - 2z)\rho}{2Rh}\right].$$

Относительная удельная сила дорнования определяется суммарным действием нормальных и касательных напряжений на конической поверхности пуансона:

$$q = \frac{2\pi\int\limits_{r_0}^{1}|\sigma_n|\rho\,d\rho + 2\pi\int\limits_{r_0}^{1}\beta\mu\,\mathrm{ctg}\alpha\,\rho\,d\rho}{\pi(1 - r_0^2)} =$$

$$= 1{,}155\left[\ln R + \frac{R}{2(1 - r_0)\mathrm{ctg}\alpha} + \frac{\cos^2\alpha}{2} - \frac{1}{4} - \frac{r_0^2}{4} + \frac{r_0^2\ln r_0}{1 - r_0^2} + \mu\,\mathrm{ctg}\alpha - \frac{(1 - r_0)\sin 2\alpha}{6R}\right]. \quad (25)$$

Выражение (25) можно значительно упростить, пренебрегая последним членом в силу его малости и учитывая, что $\frac{\cos^2\alpha}{2} - \frac{1}{4} = \frac{\cos 2\alpha}{4}$. Кроме того, можно сделать преобразование

$$-\frac{r_0^2}{4} + \frac{r_0^2\ln r_0}{1 - r_0^2} = \frac{r_0^2}{2}\left(1 + \frac{2\ln r_0}{1 - r_0^2}\right) - \frac{3r_0^2}{4}$$

и пренебречь первым членом в силу его малости (см. раздел 6.6 в работе [2]). Тогда окончательно получим, что относительная удельная сила дорнования определяется формулой

$$q = 1{,}155\left[\ln R + \frac{R}{2(1-r_0)\mathrm{ctg}\alpha} + \right.$$

$$\left. + \frac{\cos 2\alpha}{4} + \mu\,\mathrm{ctg}\alpha - \frac{3r_0^2}{4}\right]. \quad (26)$$

Из формулы (26) следует, что при определенных значениях угла α удельная сила дорнования будет минимальной. Численное определение оптимальных углов представлено в табл. 1÷3, из которых следует, что *оптимальный угол конусности дорна увеличивается с ростом коэффициента трения, увеличением деформации, характеризуемой уменьшением* r_0, *и уменьшением толщины стенки заготовки, характеризуемой уменьшением* R. Интересно отметить, что как сами закономерности для дорнования, так и значения оптимальных углов (5÷16°) совпадают с экспериментально установленными для редуцирования [3].

Полученные результаты целесообразнее всего использовать для сравнительно толстостенных заготовок с $R \geqslant 1{,}2$. Поскольку уменьшение угла конусности дорна приводит к увеличению его высоты, то это обусловливает больший расход инструментальной стали и увеличение потребной высоты штампового пространства. Поэтому на практике для таких заготовок целесообразно выбирать угол конусности дорна $\alpha \geqslant 10°$. Для дорнования рассматриваемой далее конкретной детали приняли $\alpha = 15°$, что совпадает с известными рекомендациями для редуцирования (см. с. 400 справочника [3]), обусловленными теми же соображениями.

Авторы обобщающей работы [1], проведя ограниченное число опытов на тонкостенных заготовках с одной и той же хорошей смазкой (сульфофрезол), т. е. без варьирования условий трения, получили оптимальные углы в диапазоне 4÷6°. Поэтому в разделе работы [4] с конкретными практическими рекомендациями по проектированию дорнов приводится формула, из которой следует, что для однозубого дорна независимо от коэффициента трения и толщины стенки оптимальным является угол, равный 4°. Это принципиально неверно. Как показано выше, оптимального во всех случаях заходного угла конусности дорна просто не существует. Величина этого угла значительно изменяется в зависимости от коэффициента трения, величины деформации и толщины стенки изделия. Поэтому в случае необходимости минимизации силы дорнования оптимальный угол следует определять для заданных конкретных параметров по полученной зависимости (26). Для тонкостенных изделий при хорошей смазке этот угол может быть равен 4°, как рекомендуют авторы книги [1], а для более толстостенных изделий и худшей смазки он может быть равен уже 10÷15°, как указано в данной статье.

Проведем сопоставление аналитического определения оптимального угла по формуле (26) с экспериментальными данными по дорнованию тонкостенных труб, приведенными на с. 60, 61, рис. 32-а книги [1].

Для экспериментов использовались трубные заготовки с исходными наружным диаметром 81,9 мм и внутренним диаметром 70 мм ($D/d_0 = 1{,}17$). С учетом хорошей смазки (сульфофрезол) принимаем коэффициент трения $\mu = 0{,}1$. Калибрующие диаметры дорнов и остальные результаты расчета приведены в табл. 4, из которой видно, что не только были получены малые значения оптимальных углов в соответствующих случаях, но и наблюдалось их полное совпадение с экспериментальными результатами независимых авторов.

Натуральная сила дорнования вычисляется по формуле

$$P = \frac{\pi(d^2 - d_0^2)}{4}\sigma_s q. \quad (27)$$

С учетом стационарности и малости деформаций при дорновании можно принять, что накопленная деформация определяется выражением $e_i = \beta e_\theta = \beta u_\rho/\rho$, где u_ρ — переменные точки в радиальном направлении.

На внутренней поверхности

$$e_i = 1{,}155\frac{1-r_0}{r_0} = 1{,}155\left(\frac{1}{r_0} - 1\right). \quad (28)$$

Таблица 1

Изменение оптимального угла конусности дорна в зависимости от коэффициента трения при $R = 2$, $r_0 = 0{,}9$

μ	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$\alpha^\circ_{опт}$	6	8	10	11	13

Таблица 2

Изменение оптимального угла конусности дорна в зависимости от радиуса исходного отверстия при $R = 1{,}5$, $\mu = 0{,}3$

r_0	0,80	0,82	0,84	0,86	0,88	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98
$\alpha^\circ_{опт}$	16	15	15	14	13	11	10	9	7	5

Таблица 3

Изменение оптимального угла конусности дорна в зависимости от наружного радиуса заготовки при $r_0 = 0{,}9$, $\mu = 0{,}3$

R	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0
$\alpha^\circ_{опт}$	13	12	11	10	10	9	9	9	8	8

Таблица 4

Сопоставление теоретических значений оптимального угла конусности дорна с экспериментальными данными при $\mu = 0{,}1$

d, мм	R	r_0	$\alpha^\circ_{опт}$	$\alpha^\circ_{опт.э}$	δ, %
72,0	1,138	0,972	4	4	0
73,9	1,108	0,947	6	6	0

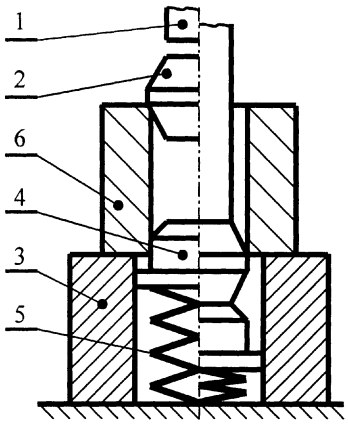


Рис. 3. Устройство для дорнования

Для определения напряжения текучести примем, что это значение определяет среднюю величину накопленной деформации во всем очаге.

Приведем пример технологического использования дорнования с помощью разработанного автором устройства (рис. 3), подробно описываемого далее.

Для внедрявшегося в промышленность процесса редуцирования втулки (рис. 4) звена гусеницы экскаватора ЭО 5115 из стали 20Г внутренний диаметр трубной заготовки должен был быть не меньше, чем у готового изделия с диаметром отверстия 45 мм. С учетом технологического зазора, необходимого для редуцирования на оправке, диаметр отверстия заготовки должен был быть не менее 45,2 мм. Поставляемая труба имела отверстие с низким качеством поверхности (рис. 5, *а*) и диаметром 44,5÷44,8 мм. Высота заготовки для двустороннего редуцирования равнялась 180 мм. Для получения внутренней поверхности втулки требуемых размера и качества на заводе проводилась расточка отверстия, являющаяся малопроизводительной, трудоемкой и тяжелой операцией, которая по эффективности не сочетается в одном технологическом процессе с высокопроизводительным холодным редуцированием. Поэтому вместо расточки было предложено дорнование внутренней поверхности в устройстве, принципиальная схема которого представлена на рис. 3. Устройство содержит прикрепленный к ползуну пресса толкатель *1*, сменный дорн *2* и закрепленный на столе пресса упор *3* с размещенным в нем центрирующим выталкивателем *4*, подпружиненным пружиной *5*.

Устройство работает следующим образом. Трубную заготовку *6* устанавливают на упор *3*, центрируя ее отверстие по выталкивателю *4*. В верхнюю часть заготовки устанавливают дорн *2*. При рабочем ходе пресса толкатель *1* проталкивает дорн *2* сквозь отверстие заготовки, зачищая и калибруя ее внутреннюю поверхность. По окончании дорнования сменный дорн *2* выталкивается пружиной *5* из полости упора *3*. Характерной особенностью данного устройства является центрирование трубной заготовки по внутреннему диаметру, что позволяет значительно упростить конструкцию устройства по сравнению с известными аналогичными конструкциями, снизить его металлоемкость, совместить в одном узле функции центрирования заготовки и выталкивания дорна.

Опытно-промышленные испытания устройства для дорнования отверстия были проведены на Костромском экскаваторном заводе при дорновании партии заготовок звена гусеницы на гидравлическом одностоечном прессе RYE 250 S.

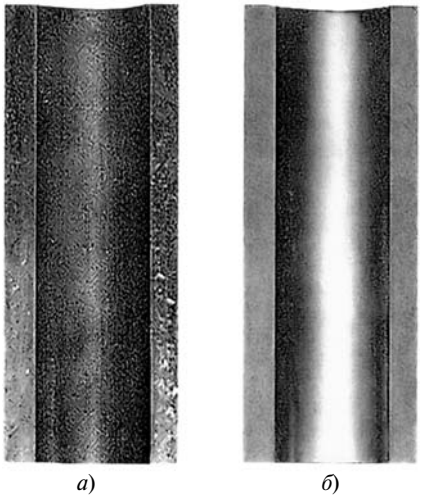


Рис. 5. Трубная заготовка звена гусеницы экскаватора из стали 20Г:
а — в состоянии поставки; *б* — после дорнования

Сменный дорн имел размеры, показанные на рис. 6. В качестве смазки использовали машинное масло. Качество поверхности дорнованных заготовок (см. рис. 5, *б*) соответствовало чистовому шлифованию (шероховатость была ниже *Rz* 20). Производительность процесса дорнования во много раз превышала производительность расточки. При попытке дорнования без смазки на внутренней поверхности заготовки наблюдались риски, т. е. снижались качество поверхности изделия и стойкость дорна. Поэтому дорнование без смазки не было рекомендовано для промышленного применения.

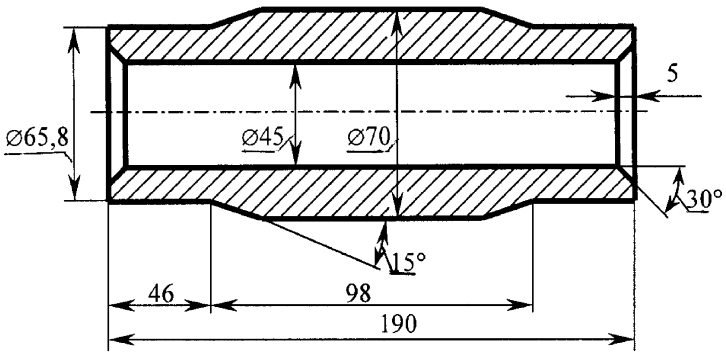


Рис. 4. Чертеж втулки звена гусеницы экскаватора ЭО 5115

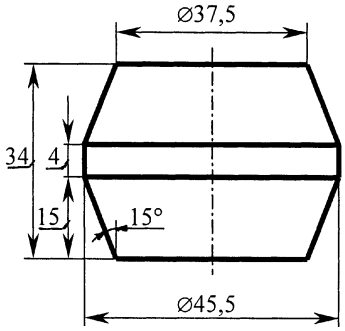


Рис. 6. Дорн для звена гусеницы экскаватора

Таблица 5

Изменение наружного и внутреннего диаметров заготовки из стали 20Г после дорнования

Исходная заготовка		После дорнования		Приращение диаметра	
D_0, мм	d_0, мм	D, мм	d, мм	ΔD_0, мм	Δd_0, мм
70,7	44,6	71,3	45,2	0,6	0,6
70,6	44,5	71,2	45,3	0,6	0,8
70,6	44,5	71,2	45,4	0,6	0,9
70,6	44,7	71,2	45,3	0,6	0,6
70,8	44,5	71,3	45,3	0,5	0,8
70,7	44,8	71,2	45,3	0,5	0,5
70,7	44,5	71,2	45,4	0,5	0,9
70,8	44,8	71,3	45,3	0,5	0,5
70,9	44,7	71,3	45,2	0,4	0,5
70,5	44,5	71,2	45,2	0,7	0,7

Основными контролируемыми параметрами испытаний были наружный и внутренний диаметры заготовки до и после дорнования, результаты измерения которых приведены в табл. 5.

Анализ данных табл. 5 позволяет сделать следующие выводы: как наружный, так и внутренний диаметры заготовки увеличиваются в среднем соответственно на 0,55 и 0,68 мм; разброс размеров наружного и внутреннего диаметров после дорнования составил 0,1 и 0,2 мм против 0,4 и 0,3 мм в состоянии поставки.

Выполненные исследования хорошо подтверждают точность формулы (1): для $D_{0ср}$ = 70,7 мм, $d_{0ср}$ = = 44,6 мм, $d_{ср}$ = 45,3 мм получаем D = 71,14 мм, что отличается от экспериментального значения $D_{ср}$ = = 71,24 мм на δ = 0,1 %.

Пример 1. При дорновании дорном с углом конусности $\alpha = 15°$ и диаметром d = 45,5 мм смазанной машинным маслом заготовки из стали 20Г с наружным диаметром D_0 = = 70,7 мм и внутренним диаметром d_0 = 44,6 мм сила дорнования составила $P_э$ = 370 кН (эту силу определяли с помощью силового индикатора испытательной машины УИМ-100). Требуется выполнить теоретический расчет силы дорнования и сравнить полученное значение с экспериментальным.

Решение. Вычисляем относительные величины геометрических параметров: $R = D_0/d$ = 1,554; r_0 = = d_0/d = 0,980. Так как машинное масло не является высокоэффективной смазкой, принимаем μ = 0,3 и по формуле (26) вычисляем относительную удельную силу q = 13,376. Далее по выражению (28) находим накопленную деформацию e_i = 0,023. Затем по аппроксимации кривой упрочнения стали 20Г [2]

$$\sigma_s = 1050 - 370\,e^{-e_i} - 280\,e^{-10e_i}, \text{ МПа}, \qquad (29)$$

определяем напряжение текучести σ_s = 467 МПа. По формуле (27) находим силу дорнования P = 397 кН, которая отличается от экспериментального значения на δ = 6,9 %.

Укажем, что формула (26) является достаточно устойчивой. Если принять δ = 0,1, то получим q = 12,514 и соответственно P = 372 кН, что отличается от экспериментального значения на δ = 0,5 %.

Пример 2. При дорновании без смазки дорном с углом конусности $\alpha = 15°$ и диаметром d = 45,5 мм заготовки из стали 20Г с наружным диаметром D_0 = 70,7 мм и внутренним диаметром d_0 = 44,6 мм сила дорнования составила $P_э$ = 405 кН. Требуется выполнить теоретический расчет силы дорнования и сравнить полученное значение с экспериментальным.

Решение. Вычисляем относительные величины геометрических параметров: $R = D_0/d$ = 1,554; r_0 = = d_0/d = 0,980. Принимаем μ = 0,5 и по формуле (26) вычисляем относительную удельную силу q = 14,238. Далее по выражению (28) находим накопленную деформацию e_i = 0,023. Затем по аппроксимации (29) определяем напряжение текучести σ_s = = 467 МПа. По формуле (27) находим силу дорнования P = 423 кН, которая отличается от экспериментального значения на δ = 4,3 %.

Хорошая сходимость расчетных и экспериментальных значений позволяет рекомендовать полученные формулы для практического применения, особенно в случае дорнования толстостенных заготовок со смазкой средней эффективности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Проскуряков В. Г., Романов В. Н., Исаев А. Н.** Объемное дорнование отверстий. М.: Машиностроение, 1984. 224 с.

2. **Воронцов А. Л.** Теория штамповки выдавливанием. М.: Машиностроение, 2004. 721 с.

3. **Холодная** объемная штамповка. Справочник / Под ред. Г. А. Навроцкого. М.: Машиностроение, 1973. 496 с.

УДК 621.7:539.3/.4

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГАПИ)

Расчеты вытяжки полых цилиндрических изделий с утонением стенки

Разработана новая теория вытяжки с утонением стенки. Полученные формулы позволяют определять все технологические параметры, необходимые для проектирования процесса вытяжки. Высокая точность расчетных результатов подтверждена сопоставлением с многочисленными экспериментальными данными.

A new theory of ironing is developed. The obtained formula allow for determining all process variables necessary for the process designing. High accuracy of the calculated results is confirmed by comparison to the experimental evidence.

Как известно, вытяжкой с утонением стенки называется операция принудительного уменьшения толщины стенки полой заготовки в зазоре между матрицей и пуансоном путем приложения последним силы к донной части заготовки (рис. 1). Вытяжку с утонением стенки иногда также называют протяжкой.

Вытяжка с утонением стенки широко используется в автомобильной, авиационной, машиностроительной и оборонной отраслях промышленности для получения полых цилиндрических изделий с большой высотой стенки или малой ее толщиной. Эта операция применяется и в потребительском секторе для производства миллиардов металлических банок для пива и прохладительных напитков.

Заготовка для вытяжки с утонением стенки в листовой штамповке получается с помощью вытяжки без утонения, а в малоотходной объемной штамповке — с помощью операций выдавливания, которые позволяют получить большое разнообразие форм и размеров донной части. Последняя может иметь различную толщину по отношению к толщине стенки, заходный участок различной протяженности, разную конфигурацию внутреннего сопряжения со стенкой, а также отверстие (рис. 2). Поскольку деформация дна на начальной стадии вытяжки с утонением стенки по существу представляет собой операцию выдавливания или редуцирования, то в зависимости от перечисленных параметров сила на данной стадии может как превышать, так и быть меньше силы последующей деформации стенок. Конкретная величина силы на стадии деформации дна определяется по формулам работы [1].

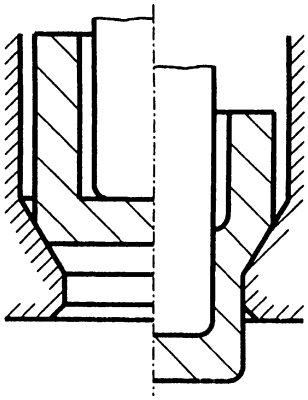


Рис. 1. Вытяжка с утонением стенки

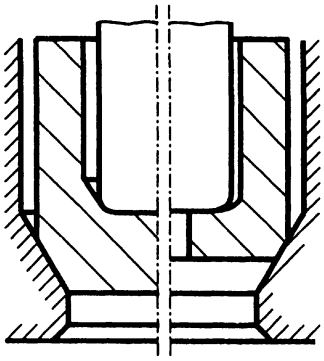


Рис. 2. Различная геометрия донной части вытягиваемой заготовки

Далее в статье используются относительные величины напряжений, отнесенные к средней по очагу пластической деформации величине напряжения текучести σ_s. Силы контактного трения определяются по закону Зибеля как $\tau_к = \mu\beta\sigma_s$, где μ — коэффициент трения по напряжению текучести, β — коэффициент Лоде.

Определение напряженного состояния заготовки при вытяжке с утонением стенки выполнено в целом ряде работ с использованием методов линий скольжения, инженерного и энергетического. Но, как справедливо отметил Е. А. Попов [2, 3], все известные решения были получены при значительной схематизации реальных условий деформирования, вследствие чего получаемые по выведенным формулам результаты значительно отличаются друг от друга и нуждаются в уточнении.

Решение, предложенное Е. А. Поповым, также имеет ряд существенных недостатков.

Во-первых, в решении нет теоретической цельности, поскольку для получения конечного результата использован метод баланса работ, а ряд промежуточных результатов получен инженерным методом с большим числом допущений. При таком искусственном сочетании полученную оценку нельзя отнести ни к верхней, ни к нижней.

Во-вторых, выведенная для определения осевого напряжения в стенке протянутой части заготовки (см. формулу (8.149) на с. 409 учебника [2]) формула

$$\sigma_c = \ln\frac{R-r_0}{r-r_0} + \frac{\alpha}{2} + \frac{\mu}{\alpha}\left(1 - \ln\frac{R-r_0}{r-r_0}\right)\ln\frac{R-r_0}{r-r_0}$$

(обозначения соответствуют рис. 3) с увеличением отношения $(R-r_0)/(r-r_0)$ начальной и конечной толщин стенки заготовки может давать нулевое, а затем и отрицательное значение напряжения, что противоречит физике процесса вытяжки. Нулевая величина напряжения означает, что для осуществления вытяжки с утонением стенки к донной части заготовки вообще не нужно прикладывать никакой силы. Отрицательная величина означает, что при вытяжке с утонением протянутая часть стенки не растягивается, а сжимается. Некорректность данных положений очевидна. В действительности при увеличении отношения начальной и конечной толщин стенки, т. е. при увеличении деформации, растяжение протянутой части стенки и соответствующее напряжение также увеличиваются, а не уменьшаются с переходом через ноль и сменой на сжатие. Для рассматриваемых далее в табл. 2 экспериментов с $\alpha = 2{,}5°$, $R = 7{,}15$ мм

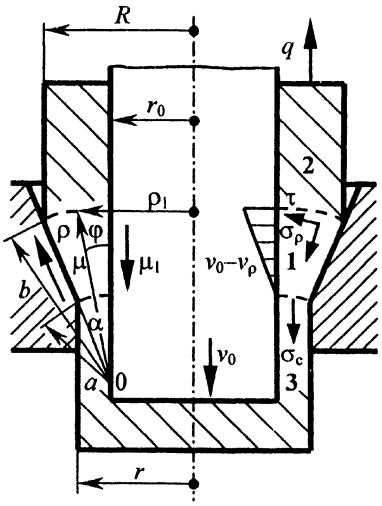


Рис. 3. Расчетная схема вытяжки с утонением стенки

и r_0 = 6,82 мм по формуле Е. А. Попова нулевое значение напряжения в протянутой части стенки получается для μ = 0,05 при r = 6,87 мм, для μ = 0,1 при r = 6,90 мм, для μ = 0,3 при r = 6,93 мм. Из четвертой строки снизу табл. 2 видно, что на самом деле при таких значениях r растягивающее напряжение вытяжки достигает большой величины.

В-третьих, при отношении начальной и конечной толщин стенок заготовки, равном 2,718, полученная Е. А. Поповым для определения оптимальных углов матрицы (см. формулу (8.150) на с. 409 учебника [2]) формула

$$\alpha_\sigma = \sqrt{2\mu\left(1 - \ln\frac{R - r_0}{r - r_0}\right)\ln\frac{R - r_0}{r - r_0}}$$

дает значение, равное нулю. Нулевой угол конусности матрицы при конечном соотношении толщин стенки означает, что рабочий участок матрицы имеет бесконечную длину. Очевидно, что при этом энергетические затраты на преодоление контактного трения и приведение в пластическое состояние бесконечного объема материала будут также бесконечно велики, обусловливая не минимальную, а наоборот, бесконечно большую величину напряжения в протянутой стенке заготовки. Таким образом, имеет место принципиальное противоречие рассматриваемой формулы физике процесса вытяжки с утонением стенки. При бóльших отношениях толщин подкоренное выражение в данной формуле вообще становится отрицательным, т. е. формула будет неработоспособна. Например, для рассматриваемых в табл. 2 экспериментальных данных, соответствующих k = 0,3, оптимальный угол по формуле Е. А. Попова вычислить нельзя, хотя ясно, что на практике он существует.

В-четвертых, упомянутая формула для определения оптимальных углов при увеличении деформации стенки сначала показывает увеличение значения оптимального угла, а затем его уменьшение, что Е. А. Попов на с. 409 учебника [2] отметил как установленную теоретически закономерность. Однако в действительности эта "закономерность" обусловлена недостатками теоретического анализа и противоречит многочисленным экспериментальным и производственным данным, полученным не только для вытяжки с утонением стенки, но и для близких процессов волочения или прессования труб на оправке: при увеличении степени деформации оптимальный угол также увеличивается и экстремума не имеет [4—6].

Иногда недостатки теоретических формул оправдывают ссылкой на то, что для обычно встречающихся на практике параметров эти формулы дают удовлетворительный результат. В связи с этим методологически важно обратить внимание на то, что предельный анализ окончательных формул необходим для определения степени корректности теоретических построений, по ходу которых неизбежно принимаются допущения и упрощения как физического, так и математического характера. Надежность и достоверность теоретической модели определяется не только количественным, но не в меньшей степени и качественным соответствием реальным закономерностям исследуемого процесса.

В отличие от эмпирических зависимостей, изначально пригодных для использования в том диапазоне значений, при котором они получены, теоретические формулы должны быть работоспособны во всем диапазоне изменения параметров анализируемого процесса, который принципиально допускает принятая расчетная схема. При этом теоретические формулы могут давать определенное расхождение с экспериментальными данными, но не должны противоречить физическим особенностям рассматриваемого процесса. Если большое расхождение с опытными данными говорит лишь о низкой точности теоретической формулы и только о возможной некорректности, допущенной при ее получении, то противоречие физике процесса определенно показывает наличие ошибок в построении теории. Для дальнейшего развития науки такие решения необходимо уточнять.

Ссылка для оправдания недостатков теории на обычно применяемый на практике диапазон значений является неубедительной. Например, для вытяжки с утонением стенки приводится довод, что при больших отношениях начальной и конечной толщин стенки возможен ее разрыв в донной части изделия. Однако при получении стакана под вытяжку с помощью выдавливания его донная часть упрочняется значительно больше, чем стенка, накопленная деформация и соответственно напряжение текучести которой, кроме того, уменьшаются по мере удаления от донной части [1]. Такую заготовку в отличие от заготовки, полученной листовой вытяжкой и имеющей противоположное распределение накопленной деформации по длине стенки, можно протянуть с отношением начальной и конечной толщин, значительно большим, чем 2,718. Это отношение можно еще более увеличить, если, сохранив упрочнение донной части выдавленного исходного стакана, отжечь участок его стенки, предназначенный для вытяжки с утонением. Очевидно, что физические закономерности процесса вытяжки такой заготовки будут, вопреки теории Е. А. Попова, теми же, что и при меньших отношениях начальной и конечной толщин.

Таким образом, получение достаточно строгого решения, лишенного перечисленных недостатков, является актуальным.

Расчетная схема показана на рис. 3. Очаг пластической деформации сосредоточен в зоне **1**, выше которой расположена исходная часть **2** заготовки, а ниже — протянутая часть **3** заготовки, перемещаемая пуансоном со скоростью v_0.

Рассмотрим зону **1**. В работе [7] путем анализа с использованием торовой системы координат строго математически обосновано, что при реально применяемых на практике углах $\gamma \leqslant 20°$ скорость тангенциальной деформации $\xi_\theta \approx 0$, т. е. данную задачу можно считать плоской. Поэтому в решении используем полярные координаты ρ и φ. С учетом того, что $v_\varphi = 0$ при $\varphi = 0$ и $\varphi = \gamma$, можно принять, что кинематически возможное течение в зоне **1** происходит по радиусу ρ. Тогда известные соотношения, определяющие скорости деформаций, принимают вид:

$$\left.\begin{aligned} &\xi_\rho = \partial v_\rho/\partial\rho; \\ &\xi_\varphi = v_\rho/\rho; \\ &\eta_{\varphi\rho} = \frac{1}{\rho}\frac{\partial v_\rho}{\partial\varphi}. \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

Подставляя их в условие несжимаемости $\xi_\rho + \xi_\varphi = 0$ и решая полученное уравнение, находим:

$$v_\rho = f(\varphi)/\rho. \quad (2)$$

Подставляя формулу (2) в соотношения (1), находим скорости деформаций:

$$\left.\begin{aligned} &\xi_\rho = -\frac{f(\varphi)}{\rho^2}; \\ &\xi_\varphi = \frac{f(\varphi)}{\rho^2}; \\ &\eta_{\varphi\rho} = \frac{f'(\varphi)}{\rho^2}. \end{aligned}\right\} \quad (3)$$

Интенсивность скоростей деформаций определяем по известному выражению

$$\xi_i = \frac{\sqrt{2}}{3}\sqrt{(\xi_\rho - \xi_\theta)^2 + (\xi_\theta - \xi_\varphi)^2 + (\xi_\varphi - \xi_\rho)^2 + \frac{3}{2}\eta_{\varphi\rho}^2} = \frac{\sqrt{2}}{3\rho^2}\sqrt{6f^2(\varphi) + \frac{3}{2}[f'(\varphi)]^2}. \quad (4)$$

С учетом формулы (4) и третьего выражения системы (3) по известному соотношению Леви—Мизеса находим касательное напряжение

$$\tau_{\varphi\rho} = \frac{1}{3}\frac{\eta_{\varphi\rho}}{\xi_i} = \frac{f'(\varphi)}{\sqrt{12f^2(\varphi) + 3[f'(\varphi)]^2}} = f_1(\varphi). \quad (5)$$

Уравнения равновесия в данном случае имеют вид:

$$\left\{\begin{aligned} &\frac{\partial\sigma_\rho}{\partial\rho} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial\tau_{\rho\varphi}}{\partial\varphi} + \frac{\sigma_\rho - \sigma_\varphi}{\rho} = 0; \\ &\frac{\partial\sigma_\varphi}{\partial\varphi} + 2\tau_{\varphi\rho} = 0. \end{aligned}\right. \quad (6)$$

Из второго уравнения системы (6) находим:

$$\sigma_\varphi = -2\int\tau_{\varphi\rho}\,\partial\varphi + f(\rho). \quad (7)$$

Из условия пластичности

$$\sigma_\rho - \sigma_\varphi = \beta \quad (8)$$

следует, что

$$\sigma_\rho = \sigma_\varphi + \beta. \quad (9)$$

Первое уравнение системы (6) с учетом выражений (8) и (9) преобразуется к виду

$$\rho\frac{\partial\sigma_\varphi}{\partial\rho} + \beta = -\frac{\partial\tau_{\varphi\rho}}{\partial\varphi}. \quad (10)$$

Так как левая часть уравнения (10) в соответствии с выражением (7) зависит только от ρ, а правая в соответствии с формулой (5) — только от φ, то обе эти части должны быть равны постоянной величине C, откуда:

$$\tau_{\varphi\rho} = -C\varphi + C_1; \quad (11)$$

$$\sigma_\varphi = (C - \beta)\ln\rho + f_2(\varphi) + C_2. \quad (12)$$

Произвольные постоянные C и C_1 находятся из граничных условий: $\tau_{\varphi\rho} = 0{,}5\beta\mu_1$ при $\varphi = 0$ и $\tau_{\varphi\rho} = \beta\mu$ при $\varphi = \alpha$, откуда:

$$C = \beta(0{,}5\mu_1 - \mu)/\alpha, \quad C_1 = 0{,}5\beta\mu_1. \quad (13)$$

Первое граничное условие неочевидно и требует пояснения. Из эпюры разрыва скоростей движения пуансона и деформируемого материала заготовки (см. рис. 3, справа от оси) видно, что этот разрыв уменьшается от некоторой величины на входе в очаг деформации до нуля на выходе. Но так как данный разрыв определяет наличие и направление силы контактного трения, то, полагая с достаточной для практики точностью его изменение линейным, можно считать, что сила контактного трения по пуансону в зоне **1** определяется не коэффициентом трения, а его половиной.

Из сравнения выражений (7) и (12) видим, что $f_2(\varphi) = -2\int\tau_{\varphi\rho}\,\partial\varphi$, откуда с учетом формулы (11) следует, что

$$f_2(\varphi) = (C\varphi - 2C_1)\varphi. \quad (14)$$

Хотя последующее решение с учетом члена (14) затруднений не вызывает, но в силу его малости и для упрощения окончательных выражений в дальнейшем им пренебрегаем [7]. Тогда с учетом выражений (9) и (12) получаем:

$$\sigma_\rho = \beta + (C - \beta)\ln\rho + C_2. \quad (15)$$

Вследствие изменения направления скорости движения материала в зоне **2** по отношению к v_ρ в зоне **1** на границе между ними возникает разрыв в касательных составляющих скоростей, приводящий к резкой локализации сдвиговых деформаций и соответственно к появлению предельных касательных напряжений $\tau = 0{,}5\beta$. Аналогичные условия имеют место и на границе между зонами **1** и **3**. Кроме того, будем считать, что зона нагружена удельной силой q, что поможет распространить

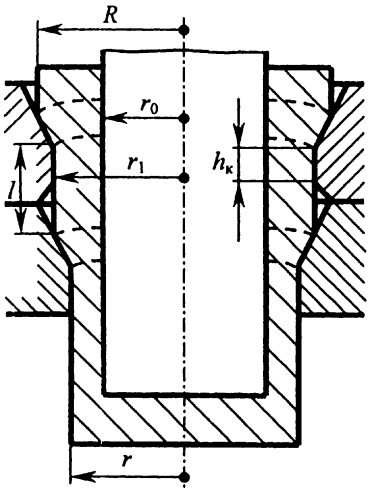


Рис. 4. Одновременная вытяжка через две матрицы

полученное решение на случай одновременной вытяжки через несколько матриц (рис. 4). С учетом этого произвольную постоянную C_2 в выражении (15) определяем из следующего граничного условия:

$$\pi(R^2 - r_0^2)\sigma_\rho|_{\rho = b} - P_{\tau|\rho = b} = \pi(R^2 - r_0^2)q. \qquad (16)$$

Первое выражение уравнения (16) написано с учетом известной теоремы (см. с. 174 учебника [2]) об определении силы от напряжения, переменного по направлению, но постоянного по величине.

Сила от действия касательных напряжений $\tau = 0{,}5\beta$ будет:

$$P_{\tau|\rho = b} = 2\pi \int_{r_0}^{R} \tau \sin\varphi \rho_1 d\rho_1 = 2\pi \int_0^{\alpha} \tau \sin\varphi (r_0 + b\sin\varphi) b d\varphi =$$

$$= \pi\beta b\left[r_0(1 - \cos\alpha) + \frac{b}{4}(2\alpha - \sin 2\alpha)\right]. \qquad (17)$$

Для облегчения практических расчетов радианное значение угла α в выражениях (13) и (17) в силу малости заменим на $\sin\alpha$. В результате получим:

$$P_{\tau|\rho = b} = \pi\beta b(1 - \cos\alpha)(r_0 + 0{,}5b\sin\alpha). \qquad (18)$$

Подставив выражения (15) и (18) в уравнение (16), найдем произвольную постоянную C_2:

$$C_2 = -\beta - (C - \beta)\ln b + \frac{\beta b(1 - \cos\alpha)(r_0 + 0{,}5b\sin\alpha)}{R^2 - r_0^2} + q. \qquad (19)$$

Напряжение в протянутой части стенки определяем из выражения

$$\sigma_c = \sigma_\rho|_{\rho = a} + \frac{P_\tau|_{\rho = a}}{\pi(r^2 - r_0^2)}. \qquad (20)$$

Аналогично выражению (18) можно получить:

$$P_{\tau|\rho = a} = \pi\beta a(1 - \cos\alpha)(r_0 + 0{,}5a\sin\alpha). \qquad (21)$$

Подставляя выражения (13), (15), (19), (21) в равенство (20) и учитывая, что $\beta = 1{,}155$, а

$$b = \frac{R - r_0}{\sin\alpha}; \quad a = \frac{r - r_0}{\sin\alpha}, \qquad (22)$$

окончательно получаем:

$$\sigma_c = 1{,}155\left[\left(1 + \frac{\mu - 0{,}5\mu_1}{\sin\alpha}\right)\ln\frac{R - r_0}{r - r_0} + \frac{1 - \cos\alpha}{\sin\alpha}\right] + q. \qquad (23)$$

При вытяжке через одну матрицу трение между пуансоном и зоной **2** (см. рис. 3) вследствие наличия технологического зазора (см. рис. 1) отсутствует, поэтому следует положить $q = 0$. В результате осевое напряжение в протянутой части стенки при вытяжке через одну матрицу будет:

$$\sigma_c = 1{,}155\left[\left(1 + \frac{\mu - 0{,}5\mu_1}{\sin\alpha}\right)\ln\frac{R - r_0}{r - r_0} + \frac{1 - \cos\alpha}{\sin\alpha}\right]. \qquad (24)$$

Так как угол α матрицы при вытяжке с утонением стенки невелик, то деформированное состояние заготовки будет стационарным и достаточно равномерным в поперечном направлении [1]. В связи с этим можно определять среднее по очагу пластической деформации напряжение текучести по формуле

$$\sigma_s = (\sigma_{s0} + \sigma_{sк})/2, \qquad (25)$$

где конечное напряжение текучести $\sigma_{sк}$ определяется по значению накопленной деформации протянутой части стенки:

$$e_i = 1{,}155\ln\frac{R^2 - r_0^2}{r^2 - r_0^2}. \qquad (26)$$

Полная сила вытяжки равна сумме силы, необходимой для осуществления пластической деформации, и силы, необходимой для преодоления пуансоном трения о заготовку в очаге пластической деформации:

$$P = \sigma_s[\pi(r^2 - r_0^2)\sigma_c + \beta 0{,}5\mu_1 2\pi r_0(b - a)]. \qquad (27)$$

В соответствии с эпюрой на рис. 3 в данное выражение также подставлено $0{,}5\mu_1$ вместо μ_1.

Подставив в равенство (27) формулы (22) и (24), окончательно получим:

$$P = 3{,}63\sigma_s\left\{\left[\left(1 + \frac{\mu - 0{,}5\mu_1}{\sin\alpha}\right)\ln\frac{R - r_0}{r - r_0} + \frac{1 - \cos\alpha}{\sin\alpha}\right] \times (r^2 - r_0^2) + \frac{\mu_1 r_0(R - r)}{\sin\alpha}\right\}. \qquad (28)$$

Из условия $\partial P/\partial\alpha = 0$ можно найти оптимальный угол конусности матрицы, при котором сила вытяжки будет минимальной:

$$\cos\alpha_P = \frac{1}{1 + (\mu - 0{,}5\mu_1)\ln\frac{R - r_0}{r - r_0} + \frac{\mu_1 r_0(R - r)}{r^2 - r_0^2}}. \qquad (29)$$

Поскольку для нормального протекания процесса вытяжки нельзя допускать в протянутой части стенки

заготовки появления пластических деформаций, приводящих к ее разрыву, то деформацию за один переход следует ограничивать, руководствуясь условием

$$\sigma_c \leqslant \sigma_{sк}/\sigma_s. \qquad (30)$$

Учитывая условие (30) и равенство (24), можно сказать, что существует и оптимальный угол конусности матрицы, при котором растягивающее напряжение в стенке протянутой части заготовки имеет минимальную величину, что, соответственно, позволяет получить наибольшую деформацию стенки за один переход. Этот угол находится из условия $\partial\sigma_c/\partial\alpha = 0$:

$$\cos\alpha_\sigma = \frac{1}{1 + (\mu - 0{,}5\mu_1)\ln\dfrac{R - r_0}{r - r_0}}. \qquad (31)$$

Сравнение выражений (29) и (31) позволяет сделать принципиально новый вывод: *при вытяжке с утонением стенки угол конусности матрицы, обеспечивающий минимальную величину силы вытяжки, не совпадает с углом, обеспечивающим минимальную величину растягивающего напряжения в протянутой части стенки, превышая последний.* Сравнительные значения оптимальных углов представлены в табл. 1, из которой видно, что *с увеличением степени деформации при вытяжке с утонением стенки оптимальные углы конусности матрицы также увеличиваются.* Это подтверждается известными экспериментальными данными, с которыми совпадают и сами значения оптимальных углов: $\alpha_{Pэ} = 10 \div 15°$ [4, 5], $\alpha_{\sigma э} = 6 \div 12°$ [8].

Таблица 1

Оптимальные углы конусности матрицы при вытяжке с утонением стенки (R = 40 мм, r_0 = 30 мм, $\mu = \mu_1$ = 0,1)

r, мм	39,0	38,5	38,0	37,5	37,0	36,5
e_i	0,138	0,213	0,291	0,374	0,463	0,557
α_P°	8	10	12	14	15	17
α_σ°	6	7	8,5	10	11	12

При R = 40 мм, r_0 = 30 мм, r = 38 мм, $\mu = \mu_1$ = 0,3 согласно формулам (29) и (31) $\alpha_P = 20°$, $\alpha_\sigma = 15°$. Сравнив полученные значения с соответствующим столбцом табл. 1, можно сделать вывод, что с *увеличением коэффициента трения при вытяжке с утонением стенки оптимальные углы конусности матрицы также увеличиваются.* Это тоже подтверждается известными экспериментальными данными [5].

В экспериментально-производственной практике вытяжку с утонением стенки традиционно характеризуют следующими условными показателями:

1) давлением вытяжки, равным отношению силы вытяжки к площади поперечного сечения протянутой стенки:

$$q_c = P/[\pi(r^2 - r_0^2)]; \qquad (32)$$

2) коэффициентом вытяжки, равным отношению толщины протянутой стенки к исходной толщине:

$$k = (r - r_0)/(R - r_0). \qquad (33)$$

Важно отметить, что давление q_c вытяжки не равно напряжению σ_c протянутой части стенки.

Пример 1. Из отожженной стали ШХ15 холодным выдавливанием была получена полая цилиндрическая заготовка корпуса карданного подшипника со средней накопленной деформацией стенки e_{i0} = 0,55. Затем были проведены фосфатирование и омыливание полученной заготовки, после чего выполнена вытяжка с утонением стенки (см. с. 184, 185 и рис. 59, 60 на с. 192 справочника [9]). Требуется вычислить давление вытяжки с параметрами $\alpha = 10°$, R = 17 мм, r_0 = 11 мм, r = 15 мм и сравнить полученное значение с экспериментальным $q_{cэ}$ = 1000 МПа.

Решение. Для e_{i0} = 0,55 по кривой упрочнения стали ШХ15, приведенной на рис. 5 (соответствует рис. 5.26, с. 108 справочника [10]), находим σ_{s0} = 1100 МПа. По формуле (26) вычисляем накопленную деформацию вытяжки e_i = 0,375, затем подсчитываем суммарную деформацию $e_{iк} = e_{i0} + e_i$ = 1,104, после чего по той же кривой упрочнения находим $\sigma_{sк}$ = 1300 МПа. Затем по выражению (25) определяем среднее напряжение текучести σ_s = 1200 МПа. Принимаем $\mu = \mu_1$ = 0,1 и по зависимости (28) вычисляем силу вытяжки P = 331 кН. После этого по формуле (32) находим давление вытяжки q_c = 1013 МПа. Таким образом, расхождение δ = 1,3 %.

Так как вытяжка с утонением стенки характеризуется значительным числом геометрических параметров, то для большей объективности сопоставим результаты расчета с данными других авторов, полученными при вытяжке латунных гильз и приведенными на рис. 10.18 и 10.19, с. 202 работы [6]. Расчеты выполнены аналогично примеру 1. Для их автоматизации с помощью ЭВМ использовалась аппроксимация кривой упрочнения латуни ЛС59-1

$$\sigma_s = 1230 - 850\,e^{-e_i} - 265\,e^{-10e_i}, \text{ МПа}, \qquad (34)$$

полученная по кривой упрочнения, приведенной на рис. 5.26, с. 108 справочника [10]; для $e_{i0} = 0$ σ_{s0} = = 115 МПа (см. с. 81 справочника [10]). В соответствии с указаниями, приведенными на с. 205 работы [6], в расчетах для латуни принято $\mu = \mu_1$ = 0,05. Результаты расчетов приведены в табл. 2.

Для сравнения с теоретическими результатами других авторов укажем, что, например, при $\alpha = 7{,}5°$, R =

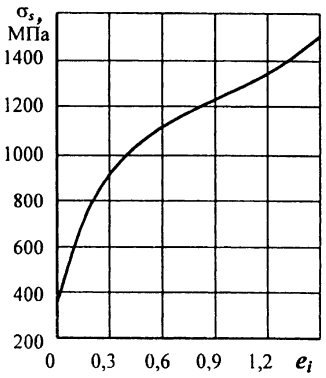


Рис. 5. Кривая упрочнения стали ШХ15

Таблица 2

Сравнение расчетных и экспериментальных значений давления вытяжки с утонением стенки латунных гильз

α°	k	R	r_0	r	e_i	$\sigma_{sк}$	σ_s	P, кН	$q_с$	$q_{сэ}$	δ, %
		мм				МПа			МПа		
2,5	0,50	7,15	6,82	6,99	0,814	853	484	6,72	939	980	4,4
	0,60			7,02	0,601	763	439	5,25	610	600	1,6
	0,70			7,05	0,420	668	391	3,75	373	380	1,9
	0,80			7,08	0,263	558	336	2,30	200	210	5,3
7,5	0,30	7,15	6,45	6,66	1,433	1027	571	11,07	1280	1300	1,6
	0,50			6,80	0,831	860	487	8,84	607	610	0,5
	0,65			6,91	0,519	722	419	6,27	328	330	0,5
	0,80			7,01	0,270	563	339	3,50	148	150	1,5
12,5	0,30	7,15	6,45	6,66	1,433	1027	571	9,80	1134	1150	1,5
	0,40			6,73	1,095	946	530	9,24	797	780	2,2
	0,50			6,80	0,831	860	487	8,16	560	550	1,8
	0,60			6,87	0,614	769	442	6,77	385	380	1,4
	0,40		6,82	6,95	1,075	940	527	4,54	794	840	5,8
	0,50			6,99	0,814	853	484	3,99	558	550	1,4
	0,60			7,02	0,601	763	439	3,30	383	390	1,8
	0,70			7,05	0,420	668	319	2,53	251	250	0,6

= 7,15 мм, r_0 = 6,45 мм и r = 6,66 мм полученное Л. А. Шофманом расчетное значение $q_с$ = 1000 МПа (см. рис. 10.18, с. 202 работы [6]), что на 30 % меньше $q_{сэ}$ = 1300 МПа.

В табл. 3 представлено сравнение расчетных данных с результатами экспериментов, выполненных Е. А. Поповым (см. табл. 10.3 на с. 202 работы [6]). В отличие от вышеизложенных опытов Е. А. Попов использовал для вытяжки не цилиндрический, а конический пуансон с углом конусности 1°. Поскольку конический пуансон увеличивает силу трения, и соответственно, давление вытяжки (см. с. 210 работы [3] и с. 204 работы [6]), то это было учтено в расчетах принятием $\mu = \mu_1 = 0{,}08$. Для определения напряжения текучести использовалась аппроксимация (34).

Для уменьшения разностенности и искривления оси изделий, а также для увеличения степени деформации на производстве применяется одновременная вытяжка через несколько последовательно установленных матриц.

Таблица 3

Сравнение расчетных и экспериментальных значений силы вытяжки с утонением стенки латунных гильз коническим пуансоном с углом конусности 1°

α°	k	R	r_0	r	e_i	$\sigma_{sк}$	σ_s	P	$P_э$	δ, %
		мм				МПа		кН		
7,5	0,50	11,6	10,5	11,05	0,830	859	487	26,60	25,0	6,0
	0,60			11,16	0,613	769	442	21,35	21,0	1,6
	0,75			11,33	0,347	621	368	12,97	13,5	4,1
	0,83			11,41	0,225	523	319	8,55	8,5	0,6

Для обоснованного решения вопроса о целесообразности замены с целью увеличения допустимой степени деформации вытяжки через одну матрицу на одновременную вытяжку через две последовательно установленные матрицы (см. рис. 4), необходимо получить соответствующие расчетные выражения.

В соответствии с выражением (23) напряжение в части стенки, протянутой через нижнюю матрицу, определяется как

$$\sigma_{c2} = 1{,}155\left[\left(1 + \frac{\mu - 0{,}5\mu_1}{\sin\alpha}\right)\ln\frac{r_1 - r_0}{r - r_0} + \frac{1 - \cos\alpha}{\sin\alpha}\right] + q. \quad (35)$$

Удельная сила q, действующая на верхнюю границу очага пластической деформации в нижней матрице, определяется суммой растягивающего напряжения от деформации в верхней матрице, растягивающего напряжения от силы трения на калибрующем пояске верхней матрицы и сжимающего напряжения от силы трения, приложенной пуансоном к внутренней поверхности заготовки на участке между очагами деформации в верхней и нижней матрицах:

$$q = 1{,}155\left[\left(1 + \frac{\mu - \mu_1}{\sin\alpha}\right)\ln\frac{R - r_0}{r_1 - r_0} + \frac{1 - \cos\alpha}{\sin\alpha}\right] + \\ + \sigma_{тр.м} + \sigma_{тр.п}. \quad (36)$$

В связи с тем, что в отличие от нижнего очага пластической деформации в верхнем очаге пуансон значительно опережает скорость течения металла по всей контактной поверхности, в формулу (36) подставлено не половинное, а полное значение коэффициента μ_1 трения.

Растягивающее напряжение от трения на калибрующем пояске верхней матрицы (см. рис. 4)

$$\sigma_{\text{тр.м}} = \beta\mu \frac{2\pi r_1 h_{\text{к}}}{\pi(r_1^2 - r_0^2)} = 1{,}155 \frac{2\mu r_1 h_{\text{к}}}{r_1^2 - r_0^2}. \qquad (37)$$

Для определения сжимающего напряжения от силы трения, прикладываемой пуансоном на участке длиной l, следует использовать значение коэффициента трения, равное $0{,}5\mu_1$. Принятием уменьшенной величины коэффициента трения учитывается то, что давление со стороны заготовки на пуансон в промежутке между матрицами будет значительно меньше аналогичного давления в очаге пластической деформации, обусловленного подпором от обжатия заготовки в конической полости матрицы. Укажем, что принятое на участке длиной l значение коэффициента трения можно уточнить экспериментально, что никак не повлияет на последующие математические выкладки и структуру получаемых формул. Учитывая изложенное, можно написать:

$$\sigma_{\text{тр.п}} = -0{,}5\beta\mu_1 \frac{2\pi r_0 l}{\pi(r_1^2 - r_0^2)} = -1{,}155 \frac{\mu_1 r_0 l}{r_1^2 - r_0^2}. \qquad (38)$$

Подставив выражения (36)—(38) в формулу (35), получим:

$$\sigma_{\text{c}2} = \sigma_{\text{c}} + 1{,}155\left(\frac{1-\cos\alpha}{\sin\alpha} - \frac{0{,}5\mu_1}{\sin\alpha}\ln\frac{R-r_0}{r_1-r_0} - \right.$$

$$\left. - \frac{\mu_1 r_0 l - 2\mu r_1 h_{\text{к}}}{r_1^2 - r_0^2}\right), \qquad (39)$$

где σ_{c} определяется по формуле (24).

Выражение (39) показывает, что возможность увеличения допустимой деформации при одновременной вытяжке через две матрицы определяется знаком выражения в скобках, которое учитывает, с одной стороны, повышение растягивающего напряжения в протянутой стенке из-за увеличения числа поверхностей сдвига, обусловленного добавлением второго очага пластической деформации, а с другой — снижение растягивающего напряжения дополнительными силами трения со стороны пуансона. Если указанный член будет положительным (например при $\mu_1 = 0$ или малом значении l), то вытяжка через две матрицы будет менее эффективна, чем вытяжка через одну матрицу.

Из формулы (39) видно, что *эффективность вытяжки через две матрицы возрастает с увеличением коэффициента* μ_1 *трения и расстояния* l *между матрицами, а также с уменьшением* r_1, *т. е. с максимально возможным увеличением деформации в верхней матрице по сравнению с нижней*. Полученные закономерности хорошо подтверждаются экспериментально [6].

Следует иметь в виду, что увеличение коэффициента μ_1 трения по пуансону надо ограничивать, так как при этом возрастают тепловыделение на контактной поверхности и опасность налипания металла заготовки на пуансон, что снижает стойкость инструмента и приводит к появлению задиров и продольных царапин на внутренней поверхности изделия, а также к затруднению его снятия с пуансона.

Полная сила вытяжки через две матрицы равна сумме силы, необходимой для осуществления пластической деформации, и силы, необходимой для преодоления пуансоном трения о заготовку:

$$P_2 = \sigma_s\left[\pi(r^2 - r_0^2)\sigma_{\text{c}2} + \beta 2\pi r_0\left(0{,}5\mu_1\frac{r_1 - r}{\sin\alpha} + 0{,}5\mu_1 l + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \mu_1\frac{R - r_1}{\sin\alpha}\right)\right] = \pi\sigma_s\left[(r^2 - r_0^2)\sigma_{\text{c}2} + \right.$$

$$\left. + 1{,}155\mu_1 r_0\left(\frac{2R - r_1 - r}{\sin\alpha} + l\right)\right]. \qquad (40)$$

В табл. 4 представлено сравнение результатов расчета силы вытяжки через две матрицы с экспериментальными данными Е. А. Попова (см. табл. 10.4 на с. 207 работы [6]). Для расчетов последовательно использовались формулы (26), (34), (25), (24), (39) и (40).

Для еще большего увеличения степени деформации на производстве применяется одновременная вытяжка через три последовательно установленные матрицы (рис. 6).

Аналогично выкладкам, выполненным для двух матриц, в случае вытяжки через три матрицы можно получить следующие расчетные выражения:

$$\sigma_{\text{c}3} = \sigma_{\text{c}} + 1{,}155\left(2\frac{1-\cos\alpha}{\sin\alpha} - \frac{0{,}5\mu_1}{\sin\alpha}\ln\frac{R-r_0}{r_1-r_0} - \right.$$

$$\left. - \frac{\mu_1 r_0 l_1 - 2\mu r_2 h_{\text{к}1}}{r_2^2 - r_0^2} - \frac{\mu_1 r_0 l - 2\mu r_1 h_{\text{к}}}{r_1^2 - r_0^2}\right); \qquad (41)$$

$$P_3 = \pi\sigma_s\left[(r^2 - r_0^2)\sigma_{\text{c}3} + \right.$$

$$\left. + 1{,}155\mu_1 r_0\left(\frac{2R - r_1 - r}{\sin\alpha} + l + l_1\right)\right]. \qquad (42)$$

Пример 2. Е. А. Поповым было проведено экспериментальное исследование вытяжки коническим пу-

Таблица 4

Сравнение расчетных и экспериментальных значений силы вытяжки одновременно через две матрицы латунных гильз коническим пуансоном с углом конусности 1°($\mu = \mu_1 = 0{,}08$, $\alpha = 7{,}5°$, $R = 11{,}6$ мм, $r_0 = 10{,}5$ мм, $l = 10$ мм, $h_{\text{к}} = 2$ мм)

k	k_1	r_1	r	e_i	$\sigma_{s\text{к}}$	σ_s	$\sigma_{\text{c}2}$	P	$P_{\text{э}}$	δ, %
		мм			МПа			кН		
0,75	0,83	11,41	11,33	0,347	621	368	0,245	20,29	22,0	8,4
0,60	0,83	11,41	11,16	0,613	769	442	0,582	31,50	28,5	9,5
0,60	0,75	11,33	11,16	0,613	769	442	0,514	31,06	30,0	3,4
0,50	0,83	11,41	11,05	0,830	859	487	0,857	38,78	36,0	7,2
0,50	0,75	11,33	11,05	0,830	859	487	0,789	38,54	38,0	1,4
0,50	0,60	11,16	11,05	0,830	859	487	0,626	37,47	39,5	5,4

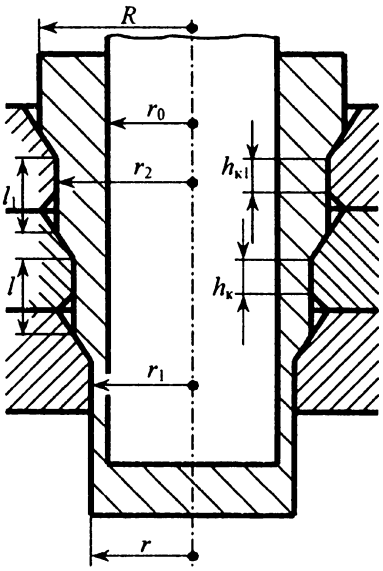


Рис. 6. Одновременная вытяжка через три матрицы

ансоном с углом 1° латунной заготовки с утонением стенки одновременно через три матрицы (см. рис. 10.25 на с. 206 работы [6]). Геометрические параметры эксперимента (см. рис. 6) были следующие: $\alpha = 7{,}5°$, $R = 11{,}6$ мм, $r_0 = 10{,}5$ мм, $r = 11{,}03$ мм, $r_1 = 11{,}13$ мм, $r_2 = 11{,}23$ мм, $l = l_1 = 10$ мм, $h_к = h_{к1} = 2$ мм. Установлено, что в момент прохождения заготовкой первой матрицы сила вытяжки $P_{1э} = 18$ кН; в момент одновременной деформации заготовки в первой и второй матрицах $P_{2э} = 32$ кН; в момент одновременной деформации заготовки в первой, второй и третьей матрицах $P_{3э} = 52$ кН. Требуется рассчитать изменение силы по ходу вытяжки и сравнить полученные значения с экспериментальными.

Решение. Сначала определим силу вытяжки через первую матрицу, для которой следует принять $r = 11{,}23$ мм (см. рис. 3). По формуле (26) вычисляем накопленную деформацию вытяжки $e_i = 0{,}493$, после чего по аппроксимации (34) находим $\sigma_{sк} = 709$ МПа. Затем по выражению (25) определяем среднее напряжение текучести $\sigma_s = 412$ МПа. С учетом конусности пуансона принимаем $\mu = \mu_1 = 0{,}08$ и по зависимости (28) вычисляем силу вытяжки $P_1 = 17{,}82$ кН. Таким образом, расхождение $\delta = 1{,}0$ %.

Теперь определим силу вытяжки одновременно через две матрицы, для которых следует принять $r = 11{,}13$ мм, $r_1 = 11{,}23$ мм (см. рис. 4). По формуле (26) вычисляем суммарную накопленную деформацию вытяжки $e_i = 0{,}669$, после чего по аппроксимации (34) находим $\sigma_{sк} = 794$ МПа. Затем по выражению (25) определяем среднее напряжение текучести $\sigma_s = 455$ МПа. Принимаем $\mu = \mu_1 = 0{,}08$ и по зависимости (39) с учетом выражения (24) находим $\sigma_{c2} = 0{,}497$, после чего по формуле (40) вычисляем силу вытяжки $P_2 = 32{,}45$ кН. Таким образом, расхождение $\delta = 1{,}4$ %.

Далее определим силу вытяжки одновременно через три матрицы (см. рис. 6). Для указанных в условии значений по формуле (26) вычисляем суммарную накопленную деформацию вытяжки $e_i = 0{,}874$, после чего по аппроксимации (34) находим $\sigma_{sк} = 875$ МПа. Затем по выражению (25) определяем среднее напряжение текучести $\sigma_s = 495$ МПа. Принимаем $\mu = \mu_1 = 0{,}08$ и по зависимости (41) с учетом выражения (24) находим $\sigma_{c3} = 0{,}372$, после чего по формуле (42) вычисляем силу вытяжки $P_3 = 48{,}80$ кН. Таким образом, расхождение $\delta = 6{,}6$ %.

Следует отметить, что для вытяжки через три матрицы немного заниженная величина расчетного значения силы получена потому, что для всех трех расчетов принято одинаковое значение коэффициентов трения. Но очевидно, что по мере прохождения вытяжных матриц смазочный слой будет истощаться. Если с учетом этого принять для расчета силы вытяжки одновременно в трех матрицах $\mu = \mu_1 = 0{,}09$, то по зависимости (41) с учетом выражения (24) получится $\sigma_{c3} = 0{,}284$, а по формуле (42) получим силу вытяжки $P_3 = 52{,}52$ кН, что превышает экспериментальное значение на 1 %.

Хорошее совпадение результатов многочисленных экспериментальных исследований, проведенных разными авторами, с расчетными данными показывает, что полученные формулы достаточно точно отражают реальные условия деформирования при вытяжке с утонением стенки.

Условие (30) прочности позволяет определить предельную деформацию заготовки за один переход без разрыва протягиваемой стенки. Таким образом, данное условие позволяет установить число переходов вытяжки, необходимых для получения заданного изделия. Однако при определенном числе переходов может появиться другой вид разрушения — трещины в стенке изделия, обусловленные исчерпанием ресурса пластичности. Поскольку ранее данный вопрос в литературе, посвященной вытяжке с утонением стенки, не рассматривался, остановимся на нем более подробно.

С учетом плоской деформации относительное гидростатическое давление при вытяжке с утонением стенки определяется выражением:

$$\sigma = \sigma_\theta = (\sigma_\varphi + \sigma_\rho)/2. \qquad (43)$$

Подставив в равенство (43) формулы (9), (13), (15), (19) и (22) при $\rho = a$, т. е. на выходе из конического участка матрицы, где накопленная деформация будет наибольшей, получим:

$$\sigma = 0{,}577\left[2\left(1 + \frac{\mu - 0{,}5\mu_1}{\sin\alpha}\right)\ln\frac{R - r_0}{r - r_0} + \frac{1 - \cos\alpha}{\sin\alpha} - 1\right]. \qquad (44)$$

На основе выражений (44) и (26) можно предложить следующую методику прогнозирования трещинообразования при вытяжке с утонением стенки.

Если вытяжка осуществляется за несколько переходов, параметры которых определяются по условию прочности (30), то для каждого i-го перехода, характеризуемого начальным R_i и конечным r_i наружными радиусами заготовки:

1) определяется величина относительного гидростатического давления в опасной точке:

$$\sigma = 0{,}577\left[2\left(1 + \frac{\mu - 0{,}5\mu_1}{\sin\alpha}\right)\ln\frac{R_i - r_0}{r_i - r_0} + \frac{1 - \cos\alpha}{\sin\alpha} - 1\right]; \qquad (45)$$

2) для данной величины гидростатического давления по диаграмме пластичности деформируемого материала находится деформация разрушения $e_р$;

3) находится суммарная накопленная деформация

$$e_i = 1{,}155 \ln \frac{R^2 - r_0^2}{r_i^2 - r_0^2}, \qquad (46)$$

где R — наружный радиус, который имела заготовка перед первым переходом вытяжки;

4) сравниваются величины e_i и $e_р$; если окажется, что $e_i \geqslant e_р$, то делается вывод, что в стенке вытягиваемого изделия появятся трещины, для избежания которых надо сделать промежуточный межоперационный отжиг вытягиваемой заготовки.

Пример 3. Нами было исследовано трещинообразование при холодной вытяжке с утонением стенки заготовки из стали 35 (рис. 7). Исходный стакан для вытяжки был получен холодным обратным выдавливанием и имел наружный радиус R = 26,7 мм при радиусе полости r_0 = 20 мм [7]. Перед первой вытяжкой был выполнен отжиг исходного стакана. Перед каждой вытяжкой заготовку фосфатировали и омыливали. Для вытяжек использовали один пуансон, радиус которого был равен указанному радиусу полости стакана, и сменный набор вытяжных матриц, радиусы которых указаны в

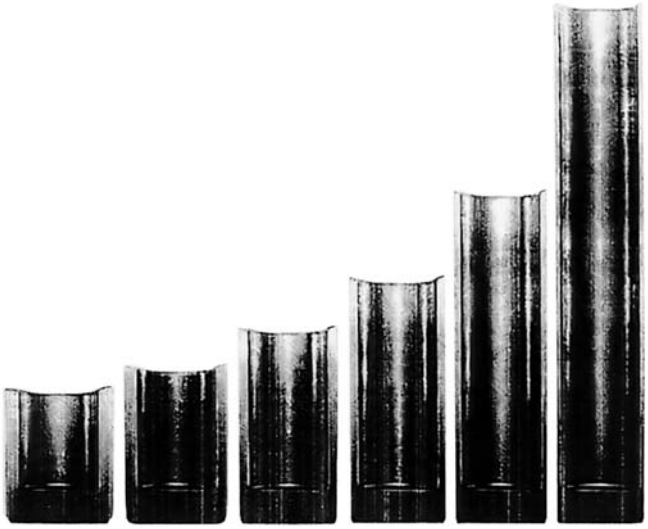


Рис. 7. Переходы вытяжки стакана из стали 35

Таблица 5

Расчет параметров трещинообразования при холодной вытяжке с утонением стенки

i	R_i	r_i	σ	$e_р$	e_i
1	26,7	26	−0,381	1,8	0,145
2	26,0	25	−0,286	1,5	0,381
3	25,0	24	−0,232	1,4	0,665
4	24,0	23	−0,147	1,3	1,023
5	23,0	22	0,009	1,2	1,519

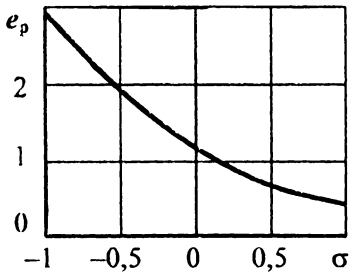


Рис. 8. Диаграмма пластичности стали 35 при температуре 20 °С

табл. 5, а угол конусности α = 10°. Трещины на наружной поверхности стенки вытягиваемой заготовки были зафиксированы на пятом переходе вытяжки. Требуется выполнить сопоставительное прогнозирование трещинообразования.

Решение. С учетом хорошей смазки принимаем $\mu = \mu_1$ = 0,05 (укажем, что можно принять и $\mu = \mu_1$ = 0,1; при этом результаты расчетов изменятся незначительно). Далее по формуле (45) вычисляем относительное гидростатическое давление в каждом переходе, для которого по диаграмме пластичности стали 35 (рис. 8) находим деформацию $e_р$ разрушения. Затем по формуле (46) определяем суммарную накопленную деформацию. Здесь важно обратить внимание на то, что для определения именно суммарной деформации, а не ее приращения за данный переход в формулу (46) надо подставлять не текущее значение R_i, а радиус исходной заготовки R = 26,7 мм. Поскольку на пятом переходе $e_i \geqslant e_р$, то делаем вывод, что на данном переходе начнется трещинообразование в стенке вытягиваемого стакана. Следовательно, при необходимости получения изделия с наружным радиусом r < 23 мм после четвертого перехода вытяжки необходимо выполнить отжиг полученного полуфабриката, после чего операции вытяжки можно продолжить.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Воронцов А. Л.** Теория штамповки выдавливанием. М.: Машиностроение, 2004. 721 с.
2. **Сторожев М. В., Попов Е. А.** Теория обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1977. 423 с.
3. **Попов Е. А.** Основы теории листовой штамповки. М.: Машиностроение, 1977. 278 с.
4. **Потапов И. Н., Коликов А. П., Друян В. М.** Теория трубного производства. М.: Металлургия, 1991. 424 с.
5. **Обработка** цветных металлов и сплавов давлением / К. Н. Богоявленский, В. В. Жолобов, А. Д. Лангихов, Н. Н. Постников. М.: Металлургиздат, 1973. 471 с.
6. **Шофман Л. А.** Теория и расчеты процессов холодной штамповки. М.: Машиностроение, 1964. 375 с.
7. **Воронцов А. Л.** Теория малоотходной штамповки. М.: Машиностроение, 2005. 859 с.
8. **Попов Е. А., Ковалев В. Г., Шубин И. Н.** Технология и автоматизация листовой штамповки. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. 480 с.
9. **Ковка** и штамповка Справочник. В 4-х т. Т. 3. Холодная объемная штамповка / Под ред. Г. А. Навроцкого. М.: Машиностроение, 1987. 384 с.
10. **Кроха В. А.** Упрочнение металлов при холодной пластической деформации. Справочник. М.: Машиностроение, 1980. 157 с.

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.12.001.76

Л. М. КЛЯЧКО, канд. техн. наук, А. Е. СТЕПАНОВ, д-р экон. наук (ФГУП ЦНИИ "Курс"),
В. Т. КОРНЕЕВ, канд. экон. наук (г. Москва)

Развитие инновационной деятельности в судостроительной промышленности

Обоснованы основные подходы по развитию инновационной деятельности в судостроении. Дано экономическое обоснование инновационных проектов, позволяющее заинтересовать в них отечественных и зарубежных инвесторов.

Main approaches to developing innovative activity in the shipbuilding industry are justified. Feasibility study of innovative projects is given, which may interest domestic and foreign investors in it.

Инновационная деятельность является важной составной частью государственной промышленной политики. Главными и острейшими проблемами в настоящее время являются повышение эффективности использования научных разработок и внедрение результатов фундаментальных и прикладных исследований в производство [1]. Инновационная политика — мощный рычаг, с помощью которого предстоит преодолеть спад в экономике, обеспечить ее структурную перестройку и насытить рынок разнообразной конкурентоспособной продукцией.

Специфика сложившейся ситуации заключается в том, что в стране имеются значительные фундаментальные и технологические заделы, уникальная научно-производственная база и высококвалифицированные кадры. В то же время крайне слаба ориентация этого инновационного потенциала на реализацию научных достижений в производстве и других сферах деятельности [2]. Основные трудности в реализации инновационного потенциала связаны с нехваткой собственных средств у организаций, ограниченностью бюджетного и внебюджетного финансирования, в том числе заемных и привлеченных средств. Спад производства почти во всех отраслях промышленности, постоянный дефицит денежных средств у организаций не оставляют ресурсов для инновационной деятельности [3].

Важнейшие направления инновационной деятельности в судостроении вытекают из общих проблем развития отрасли [4]:

отрасль не может удовлетворить потребности водного транспорта и других основных заказчиков как по количеству, так и по структуре продукции;

отрасль не сбалансирована как по научно-производственным мощностям, так и по мощностям для изготовления комплектующего оборудования;

научно-технический уровень многих видов продукции отрасли, прежде всего в приборостроении, не соответствует требованиям мирового рынка, и такая продукция неконкурентоспособна;

существующий хозяйственный механизм в отрасли и на предприятиях не соответствует новой экономической политике Правительства по переходу на рыночные отношения;

выделяемые госбюджетные финансовые средства недостаточны для обеспечения необходимой структурной и технологической перестройки отрасли, следовательно, нужны негосударственные источники финансирования отрасли.

Во многом указанные выше проблемы вызваны внутренней экономической политикой России за последние 15 лет и в первую очередь разрушением научно-производственной инфраструктуры судостроения после распада СССР. В настоящее время в Украине находятся самые крупные судостроительные заводы, а также машиностроительные и приборостроительные предприятия с новейшим оборудованием, а в России не созданы необходимые мощности по строительству и ремонту крупнотоннажных судов, производству газовых турбин, оптоэлектроники, гидроакустики и др. При разделе морского транспортного флота СССР, обеспечивавшего основную часть внешнеторгового грузооборота, России досталось около 55 % общего дедвейта морских судов. Структура флота России оказалась несбалансированной. Мы лишились рефрижераторных судов, малых и средних танкеров, пассажирских лайнеров международного класса, у нас оказались самые старые лесовозы и универсальные сухогрузы, 80 % которых будут списаны в ближайшие годы [5].

Тем не менее, структура судостроительной промышленности в настоящее время такова, что помимо собственно судостроительных и судоремонтных заводов и верфей в ней сосредоточен крупнейший потенциал машиностроительных, приборостроительных и электромонтажных предприятий, специализирующихся на выпуске комплектующего оборудования и вооружения кораблей и судов и морского оружия (мины, торпеды, тралы и др.). Сокращение объемов военного кораблестроения затронуло, естественно, все эти заводы, так как потребность в комплектующем оборудовании — энергетических установках, насосах, арматуре, оборудовании систем, навигационных приборах, вычислительных комплексах и т. п. — находится в прямой зависимости от кораблестроительной программы.

Предприятия судостроительной промышленности, вышедшие со своей продукцией на мировой рынок, для закрепления на нем нуждаются в повышении эффективности производственного потенциала. Другие предприятия, производящие потенциально конкурентоспособную на мировом рынке продукцию, нуждаются в государственной поддержке, чтобы выйти на него. Бóльшего внимания требует и группа предприятий, ориентированных в основном на внутренний рынок. Инновационная политика в отношении этой группы предприятий отличается по характеру, масштабам поддержки, объему ресурсов, необходимых для обновления и модернизации производственного потенциала на основе реализации отечественных достижений науки и техники.

В связи с этим к основным направлениям государственной инновационной политики в области инновационной деятельности можно отнести [6, 7]:

разработку и совершенствование нормативно-правового обеспечения инновационной деятельности, механизмов ее стимулирования, системы институциональных преобразований, защиты интеллектуальной собственности в инновационной сфере и введение ее в хозяйственный оборот;

создание системы комплексной поддержки инновационной деятельности, развития производства, повышения конкурентоспособности и экспорта наукоемкой продукции. В процессе активизации инновационной деятельности необходимо участие не только органов государственного управления, коммерческих структур, финансово-кредитных учреждений, но и общественных организаций как на федеральном, так и на региональном уровнях;

развитие инфраструктуры инновационного процесса, включая систему информационного обеспечения, систему экспертизы, финансово-экономическую систему, производственно-технологиче-

скую поддержку, систему сертификации и продвижения разработок, систему подготовки и переподготовки кадров. Накопившееся в течение многих лет отставание имеет в своей основе не низкий потенциал отечественных исследований и разработок, а слабую инфраструктуру инновационной деятельности, отсутствие мотивации товаропроизводителей к реализации новшеств как способа конкурентной борьбы. Это приводит к невостребованности потенциала отечественной прикладной науки и техники;

развитие малого инновационного предпринимательства путем формирования благоприятных условий для образования и успешного функционирования малых высокотехнологичных организаций и оказания им государственной поддержки на начальном этапе деятельности;

совершенствование конкурсной системы отбора инновационных проектов и программ. Реализация в отраслях экономики относительно небольших и быстро окупаемых инновационных проектов с участием как частных инвесторов, так и государства позволит поддержать наиболее перспективные производства и организации, усилить приток в них частных инвестиций;

реализацию критических технологий и приоритетных направлений, способных преобразовывать соответствующие отрасли экономики страны и ее регионов. Ключевой задачей формирования и реализации инновационной политики является выбор относительно небольшого числа важнейших базовых технологий, оказывающих решающее влияние на повышение эффективности производства и конкурентоспособности продукции в отраслях экономики и обеспечивающих переход к новому технологическому укладу;

использование технологий двойного назначения. Такие технологии будут применяться для производства как вооружений и военной техники, так и продукции гражданского назначения.

Одним из важнейших аспектов развития инновационной деятельности является оптимизация системы выбора важнейших направлений инновационных исследований, приоритетных инновационных проектов для правильного распределения финансовых средств [8].

Важнейшими направлениями инновационной деятельности в области судостроения должны стать:

1) проектирование и строительство заводов (НИИ, НПО) вместо тех, которые в настоящее время находятся в ближнем зарубежье (для восстановления в необходимых случаях прерванного распадом СССР замкнутого цикла НИОКР — производство, т. е. сбалансированной инфраструктуры судостроения в Российской Федерации);

2) проектирование и производство судов, их ремонт;

3) проектирование и производство судовых двигателей;

4) разработка и производство приборов и морского вооружения.

Реализация данных направлений подразумевает, что применение инноваций обеспечит конкурентоспособность выпускаемой продукции, снижение себестоимости продукции и повышение прибыли. Однако большинству предприятий не удается этого достичь из-за наличия следующих проблем: недостаточность поиска и внедрения новых ресурсосберегающих технологий снижения себестоимости продукции; сложность реализации излишнего оборудования, особенно специального и агрегатного; недостаток материально-технического снабжения; низкое качество исходного сырья для производства изделий; неполный учет при ведении НИОКР, выборе изделий гражданского назначения для освоения в производстве возможностей высокоточных технологических процессов, освоенных предприятием, обеспечивающим выпуск конкурентоспособной продукции; крайне низкая эффективность использования двойных технологий при производстве новых изделий гражданского назначения; отсутствие адекватной исследовательской базы для отработки двойных технологий на новых материалах; повышенный расход энергоресурсов при применении двойных технологий; низкая технологическая дисциплина в цехах, выпускающих гражданскую продукцию; низкая дисциплина труда и культуры производства при применении двойных технологий; недостаточная квалификация рабочих в цехах при применении двойных технологий; низкая адаптивность мощностей оборонного производства к выпуску гражданской продукции; низкая загрузка уникального и специализированного оборудования; недостаточность мер при реновации устаревшего морально и физически технологического оборудования с целью обеспечения высокого качества изготовления продукции; отсутствие стендов для испытания новой гражданской продукции, выполненной с применением двойной технологии; низкая эффективность использования имеющейся вычислительной техники; отсутствие систем очистки и регенерации технологических отходов; отсутствие современной контрольно-измерительной техники; постоянная нехватка средств на проведение НИОКР; недостаточная гибкость производства при применении двойных технологий; недостаточность поиска внедрения новых ресурсосберегающих технологий для снижения себестоимости продукции; низкий уровень отделочных финишных технологий.

Иными словами, переход к рыночным условиям хозяйствования поставил перед руководителями конверсионных предприятий проблему превращения технического, технологического и интеллектуального потенциала в товар.

Главными методами реализации инновационной деятельности являются:

формирование институциональных и законодательных условий для позитивных изменений в инновационной сфере. Масштабы внедрения прогрессивных технологий и производств наукоемких видов продукции в значительной мере определяются институциональными преобразованиями, обеспечивающими развитие новых прогрессивных форм инновационной деятельности и бизнеса в этой области экономики. В законодательном плане должны предусматриваться меры по разработке правовых актов, в первую очередь: федерального закона об инновационной деятельности и государственной инновационной политике в Российской Федерации, указа Президента РФ о государственной политике по развитию рынка интеллектуальной собственности и вовлечению в хозяйственный оборот результатов интеллектуальной деятельности, постановления Правительства РФ о неотложных мерах по развитию рынка интеллектуальной собственности и вовлечению в хозяйственный оборот результатов научно-технической деятельности и др.;

государственная поддержка и стимулирование инвесторов, вкладывающих средства в наукоемкое, высокотехнологичное производство, а также организаций различных форм собственности (в период освоения ими инноваций) путем введения определенных налоговых льгот, государственных гарантий и кредитов;

совершенствование налоговой системы с целью создания выгодных условий для ведения инновационной деятельности всеми субъектами независимо от форм собственности и видов финансирования. В современных экономических условиях речь идет об уточнении налогооблагаемой базы и разработке механизмов взыскания налогов, изменении амортизационной политики с целью обеспечения организациям возможности увеличивать амортизационные фонды в качестве источника инвестиций в инновации.

Важную роль в реализации инновационной деятельности играют институциональные преобразования (приватизация, создание финансово-промышленных групп, демонополизация в инновационной сфере, малое предпринимательство и др.), направленные на создание рыночной инфраструктуры и способствующие активизации инновационной деятельности, обеспечивающей рост производства конкурентоспособной продукции и освоение высоких технологий [6].

В этих целях необходимо в соответствии с законодательством предусматривать создание в регионах инновационных центров, которые будут координировать взаимодействие и поддерживать участников инновационной деятельности.

Наряду с активизацией инновационной деятельности в крупных организациях необходимо создать условия для привлечения к этому процессу субъектов малого предпринимательства, в том числе и путем выделения малых организаций из крупных фирм.

Учитывая сокращение научно-исследовательских и проектно-конструкторских организаций, необходимо создать фонд имущества инноваций для предоставления малым организациям, занимающимся инновационной деятельностью, высвобождающихся производственных площадей и оборудования на льготных условиях.

Для развития инновационной деятельности необходим также комплекс мер по созданию чисто рыночных структур (например, бирж инноваций для выполнения инновационных проектов, организации открытых торгов ценными бумагами инновационных фирм и информационного обеспечения участников инновационного рынка) [7].

Реализация основных этапов инновационной деятельности, начиная от превращения научно-технических разработок в инновационный продукт, привлекательный для инвестора, произво-

дителя и покупателя, и кончая освоением их в производстве, требует расширения сети технопарков, инкубаторов бизнеса, инновационно-технических центров в тех регионах России, где сосредоточена инфраструктура, обеспечивающая активизацию инновационного процесса.

В России первый технопарк был создан в 1990 г. в г. Томске. Инициатором его создания являлась Ассоциация содействия развитию технопарков, инновационных центров и инкубаторов бизнеса. В настоящее время большое число малых инновационных фирм эффективно работают в составе и при поддержке этих структур. Отечественная практика показывает, что малому инновационному предприятию, начинающему свою деятельность в научно-технической сфере, в области высоких технологий особенно необходима квалифицированная реальная помощь.

Можно выделить несколько этапов развития отечественных технопарков. В частности, на первом этапе (80—90-е голы XX века) фактически отсутствовала единая государственная политика поддержки малого инновационного предпринимательства, т. е. в эти годы спонтанно возникали и также быстро исчезали различные формы малых инновационных предприятий, центров, научных кооперативов. В этот же период появляются первые отечественные технопарки, бóльшая часть которых формируется в высшей школе. При этом технопарки того времени не имели развитой инфраструктуры, недвижимости, профессиональных команд менеджеров, создавались и рассматривались зачастую как одно из подразделений высшей школы и в своем большинстве не представляли собой реально действующие организации, инициирующие, создающие и поддерживающие малые инновационные фирмы.

Государственная поддержка развитию отечественной инновационной деятельности заключалась в том, что еще в 1990 г. была сформирована программа создания и развития технопарков, целью которой являлось оказание поддержки этим инновационным инфраструктурам. В то же время выделяемые средства были, скорее всего, чисто символическими, лишь обозначающими государственную поддержку вновь образованным структурам. В этот же период начинает свою работу Ассоциация научных и технологических парков высшей школы (Ассоциация "Технопарк"), главными направлениями которой являлись изучение и адаптация зарубежного опыта создания технопарков к отечественным условиям, разработка концепции создания отечественных технопарков, пропаганда и разъяснение сущности научного и технологического парка как наиболее эффективной формы развития малого инновационного предпринимательства, подготовка кадров для малых инновационных фирм и технопарков с привлечением ведущих зарубежных специалистов, проведение интенсивной работы в регионах. Это способствовало бурному росту числа организованных и зарегистрированных научных и технологических парков в основном на базе высшей школы. Следствием этого явилось то, что в России в настоящее время действуют более 70 технологических парков в 25 регионах.

На втором этапе в России начинают формироваться основные контуры инновационной политики, постепенно складывается система государственной поддержки малого инновационного бизнеса, а в стране продолжается дальнейший количественный рост научных и технологических парков, инкубаторов бизнеса и аналогичных им структур; создаются научные и технологические парки и на базе крупных научных центров, в Академгородках, наукоградах, в ранее закрытых административно-территориальных образованиях и поселениях (московские технопарки "Технопарк-Центр", "Аэрокон", технопарки в подмосковных наукоградах Черноголовке, Пущино, Дубне, Обнинске, Троицке). При этом в появлении первых региональных технопарков активную роль играют региональные и муниципальные органы управления.

В систему поддержки малого инновационного предпринимательства наряду с Министерством образования активно включаются и другие федеральные ведомства, создается Госкомитет по поддержке и развитию малого предпринимательства, в федеральных ведомствах организуются департаменты (управления) по инновационной деятельности, создается ряд государственных (федеральных) и региональных фондов (Фонд поддержки малого предпринимательства, Фонд содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере, Российский фонд технологического развития и др.). Для усиления решения указанных проблем создаются и утверждаются Правительством РФ "Федеральная программа государственной поддержки малого предпринимательства в РФ", "Программа активизации инновационной деятельности в научно-технической сфере" и др.

На третьем этапе развития научных и технологических парков формируется система поддержки малого инновационного предпринимательства, значительная часть которой осуществляется федеральными и региональными фондами путем выделения средств непосредственно малым инновационным фирмам, в некоторых случаях на возвратных условиях в форме льготного кредитования. Конечно, на такую поддержку могут претендовать лишь уже сложившиеся фирмы, имеющие свои научно-технические наработки и производственно-техническую базу. Практика показывает, однако, что подобные формы поддержки, их эффективность, влияние на общие процессы развития научных и технологических парков еще достаточно скромны и в настоящее время остро стоит вопрос о привлечении частных инвестиций для более успешного решения указанных проблем.

При существующей в России экономической ситуации любой инновационный проект так и останется в виде проекта, если он не заинтересует инвестора. А для этого он должен быть трансформирован в инвестиционный проект и в этом виде представлен потенциальным инвесторам, согласным разделить риск на условиях долевого участия в будущих доходах, либо заимствовать средства на условиях срочности и возвратности (кредиты или облигационные займы). Соответственно и показатели оценки инвестиционных проектов для разных его участников будут различны. Существуют две группы показателей, одна из которых дает финансовую (отчет о прибыли, баланс, отчет о движении денежных средств), а вторая — экономическую (чистый приведенный доход, срок окупаемости проекта, внутренняя норма доходности, рентабельность проекта) оценку инвестиционного проекта. Если финансовая оценка представляет собой оценку жизнеспособности проекта в принципе, то экономическая оценка характеризует привлекательность (эффективность) проекта по сравнению с альтернативными возможностями использования капитала. Для измерения эффективности инвестиций часто используются простая норма прибыли и простой срок окупаемости. Однако эти показатели не учитывают факт неравномерности поступлений или платежей, относящихся к различным периодам времени. Учет этого фактора имеет важное значение для корректной оценки проектов, связанных с долгосрочным вложением капитала.

Любой инвестор, прежде чем финансировать проект, кроме ознакомления с его технико-экономическим обоснованием должен осуществить комплексный анализ, предусматривающий оценку экономической эффективности инвестиционного проекта, анализ возможных рисков, связанных с финансированием проекта, а также анализ финансово-экономического состояния предприятия − оператора проекта.

Оценка экономической эффективности инвестиционного проекта является одним из наиболее ответственных этапов инвестиционной деятельности. Она включает детальный анализ и интегральную оценку всей финансово-экономической информации, характеризующей инвестиционные затраты и издержки при реализации проекта. Методы оценки эффективности инвестиционных проектов основаны преимущественно на сравнении эффективности (прибыльности) инвестиций в различные проекты.

Расчет показателей экономической эффективности инвестиционных проектов необходимо осуществлять в привязке к моменту приведения разновременных платежей, являющемуся, как правило, датой начала реализации инвестиционного проекта (операция дисконтирования).

Чистый приведенный доход (ЧПД) вычисляется при заданной норме дисконтирования по формуле $\text{ЧПД} = \sum_{t=0}^{T} \frac{P_t}{(1+d)^t}$, где t — годы реализации инвестиционного проекта ($t = 1, 2, 3, ..., T$); P_t — чистый поток платежей (наличности) в году t; d — норма дисконтирования.

Влияние инвестиционных затрат и доходов от них на ЧПД можно представить в более наглядном виде, записав предыдущую формулу следующим образом:

$$\text{ЧПД} = \sum_{t=t_{\text{п}}}^{T} \frac{P_t}{(1+d)^t} - \sum_{t=0}^{t_{\text{с}}} \frac{\text{КВ}_t}{(1+d)^t},$$

где $t_п$ — год начала производства продукции; $t_с$ — год окончания капитального строительства; $КВ_t$ — инвестиционные расходы (капитальные вложения) в году t.

Внутренняя норма доходности. Значение нормы дисконтирования, при которой ЧПД обращается в ноль, называется внутренней нормой доходности (ВНД). Таким образом, ВНД инвестиционного проекта представляет собой расчетную ставку процентов, при которой ЧПД, соответствующий этому проекту, равен нулю.

Методика определения ВНД зависит от конкретных особенностей распределения доходов от инвестиций и самих инвестиций. В общем случае, когда инвестиции и отдача от них задаются в виде потока платежей, ВНД определяется как решение следующего уравнения относительно неизвестной величины d^*:

$$\sum_{t=0}^{T} \frac{P_t}{(1+d^*)^t} = 0,$$

где d^* — внутренняя норма доходности, соответствующая потоку платежей P_t.

Величина ВНД зависит не только от соотношения суммарных капитальных вложений и доходов от реализации проекта, но и от их распределения по времени. Чем больше растянут во времени процесс получения доходов в результате сделанных вложений, тем ниже значение ВНД.

Срок окупаемости инвестиций определяется как период времени, в течение которого инвестиции будут возвращены за счет доходов, полученных от реализации инвестиционного проекта. Более точно под сроком окупаемости понимается продолжительность периода, в течение которого сумма чистых доходов, дисконтированных на момент завершения инвестиций, равна сумме инвестиций.

Уравнение для определения срока окупаемости можно записать в виде:

$$\sum_{t=0}^{T} \frac{P_t}{(1+d^*)} = КВ_t,$$

где КВ — суммарные капиталовложения в инвестиционный проект. Заметим, что в этом уравнении $t = 0$ соответствует моменту окончания строительства. Величина h рассматривается как номер интервала срока окупаемости и определяется путем последовательного суммирования членов ряда доходов до тех пор, пока не будет получена сумма, равная объему инвестиций или превышающая его.

Обозначим совокупный доход на момент времени m как S_m, тогда $S_m = \sum_{t=0}^{m} \frac{P_t}{(1+d)}$, причем момент времени m выбран таким образом, что $S_m < КВ < S_m + 1$.

Тогда приблизительно срок окупаемости

$$h = m + \frac{КВ - S_m}{P_m + 1}(1+d)^{m+1}.$$

Очевидно, что на величину срока окупаемости помимо интенсивности поступления доходов существенное влияние оказывает используемая норма дисконтирования доходов.

Рентабельность проекта. Показатель рентабельности или индекс доходности инвестиционного проекта представляет собой отношение приведенных доходов к приведенным на ту же дату инвестиционным расходам.

Используя те же обозначения, что и ранее, получим формулу рентабельности в виде:

$$R = \sum_{t=t_п}^{T} \frac{P_t}{(1+d)^t} \Big/ \sum_{t=0}^{t_с} \frac{КВ_t}{(1+d)^t}.$$

Как видно из этой формулы, в ней сравниваются две части приведенного чистого дохода — доходная и инвестиционная.

Если при некоторой норме дисконтирования d^* рентабельность проекта равна единице, то это означает, что приведенные доходы равны приведенным инвестиционным расходам и чистый приведенный доход равен нулю. Следовательно, d^* является внутренней нормой доходности проекта.

При норме дисконтирования, меньшей ВНД, рентабельность больше 1, что означает некоторую дополнительную доходность проекта при рассматриваемой ставке процента. Случай, когда рентабельность проекта меньше единицы, означает его неэффективность при данной ставке процента.

На практике для оценки эффективности инвестиционного проекта часто используют внутреннюю норму доходности и чистый приведенный доход. Причем оба эти показателя применяют одновременно, так как ВНД можно рассматривать как качественный показатель, характеризующий доходность единицы вложенного капитала, а ЧПД является абсолютным показателем, отражающим масштабы инвестиционного проекта и получаемого дохода.

Любая экономическая деятельность, направленная на извлечение прибыли, несет в себе риск, вызываемый многовариантностью решаемых задач.

Под экономическим риском будем понимать вероятность потери предпринимателем (фирмой, инвестором) части своих ресурсов, недополучение доходов или появление дополнительных расходов в результате осуществления производственной или финансовой деятельности. Экономические риски можно разделить на следующие основные виды: коммерческий, производственный, финансовый, инвестиционный и рыночный.

Цель анализа рисков заключается в том, чтобы подготовить информацию для принятия решений о целесообразности участия в инвестиционном проекте и предусмотреть меры по защите от возможных финансовых потерь. Анализ рисков можно разделить на два дополняющих друг друга вида: качественный и количественный.

Качественный анализ является сравнительно простым, его основная задача — определить факторы риска, а также установить потенциальные области риска.

Количественный анализ — определение численных размеров отдельных видов риска и риска проекта в целом.

Как показали проведенные исследования, основными методами количественного анализа являются: построение "дерева возможностей", статистический, аналитический, метод экспертных оценок, анализ целесообразностей затрат и метод аналогий. С помощью этих методов можно строить систему оценочных показателей экономического риска и его областей применительно к сфере конкретного инвестиционного проекта. Используя известные практические способы, можно в определенной степени снизить уровень риска. К таким способам относятся: избежание риска, распределение риска между участниками проекта, страхование риска, а также резервирование средств на покрытие непредвиденных расходов.

При принятии решения о финансировании инвестиционного проекта инвестор, кроме его анализа и оценки, должен знать финансово-экономическое состояние предприятия — оператора (автора) проекта.

В настоящее время существуют различные подходы к анализу и оценке финансового состояния предприятий. За рубежом разработана система оценки деятельности фирм, основанная на показательной отчетности по результатам проверки их финансовой деятельности независимой аудиторской фирмой. В отечественной практике в последнее время наиболее часто используются: экспресс-анализ финансового состояния предприятия и его детализированный анализ.

Оценка финансового состояния предприятия основывается на анализе отдельных групп экономических показателей, рассчитываемых на основе его бухгалтерской отчетности. В методических рекомендациях анализ бухгалтерской отчетности предстает как неотъемлемая часть инвестиционного процесса на всех его стадиях.

Для оценки общего состояния предприятия из этого анализа используются в основном данные, полученные при анализе бухгалтерского баланса и отчета о финансовых результатах.

В результате анализа бухгалтерского баланса для оценки финансово-экономического состояния предприятия используют чистый оборотный капитал (разность между текущими активами и пассивами) и коэффициент мобилизации дополнительного капитала (отношение прироста чистого оборотного капитала к приросту инвестиционного капитала).

Для оценки финансового состояния предприятия, по нашему мнению, можно использовать и такие обобщающие показатели, как ликвидность, привлечение заемных средств, оборачиваемость капитала и прибыльность.

Общая оценка финансового состояния с использованием приведенных показателей должна проводиться экспертами, специалистами в области финансового анализа, умеющими объяснить ту или иную динамику перечисленных показателей и дать ей оценку в конкретных условиях.

Как было отмечено, в отечественной практике анализа финансового состояния предприятия широкое распространение получил подход, основанный на экспресс-анализе и детализированном анализе финансового состояния предприятия. Для проведения экспресс-анализа могут использоваться следующие экономические показатели: хозяйственные средства предприятия и их структура; основные средства предприятия; структура и динамика оборотных средств предприятия; основные результаты финансово-хозяйственной деятельности предприятия; эффективность использования финансовых ресурсов.

При детализированном анализе финансового состояния предприятия предлагается использовать показатели имущественного положения, ликвидности и платежеспособности, финансовой устойчивости, деловой активности, рентабельности, а также показатели рынка ценных бумаг.

Реструктуризация отрасли, включая интеграцию ее предприятий, — это изменение ее структуры, необходимое для реализации инновационной стратегии.

Основные принципы реструктуризации судостроительной промышленности в условиях ограничений экономики для повышения устойчивости предприятий следующие:

сосредоточение государственного оборонного заказа на ограниченном числе предприятий — разработчиков и изготовителей конечной продукции;

безусловное сохранение важнейших технологий в области военного кораблестроения, морского оружия и вооружения для реализации, прежде всего утвержденных программ по подводным лодкам, надводным кораблям, а также выполнения в разумных объемах работ на перспективу;

ужесточение требований к основным характеристикам военно-морской техники, обеспечивающим безусловное ее превосходство над аналогичными образцами зарубежных стран, а также создание условий для более интегрированного участия представителей институтов Военно-морского флота РФ в творческом процессе по созданию новых образцов;

обязательное выполнение предприятиями, участвующими в государственном оборонном заказе, работ конверсионного народно-хозяйственного плана в объеме до 30÷40 %;

организация государственных центров на базе предприятий, показавших в последнее пятилетие высокую устойчивость и имеющих хорошие экономические показатели;

концентрация усилий и действий для обеспечения существенного повышения эффективности на внешнеэкономическом рынке.

Инициаторами создания интегрированных структур и финансово-промышленных групп (ФПГ) в судостроительной промышленности могут выступать как федеральные министерства и ведомства, региональные и местные органы власти, так и финансовые структуры, банки, промышленные предприятия, НИИ, КБ, иностранные партнеры. Интегрированные структуры и ФПГ в промышленности включают в себя различные предприятия (организации): поставщиков, производителей конечной продукции, НИИ, КБ, сбытовые фирмы, банки, финансовые структуры, иностранные фирмы. Финансовое положение предприятий перед созданием интегрированных структур и ФПГ может существенно различаться.

При создании интегрированных структур и ФПГ в судостроительной промышленности могут встретиться такие трудности, как неясность и противоречия в федеральной и местной нормативно-правовой базе, противоречия между федеральными и местными правовыми актами, бюрократические барьеры, противодействие местных органов власти, конфликты с потенциальными участниками интегрированных структур, конфликты с акционерами оборонных предприятий, противодействие других интегрированных структур, осуществление процесса регистрации, задолженность по платежам в бюджеты разных уровней.

Преимущества интегрированных структур и ФПГ в судостроительной промышленности состоят, прежде всего, в масштабности, возможности работы с крупным инвестором, широких и диверсифицированных залоговых возможностях, субсидиарной ответственности в интегрированной структуре, имидже заемщика с более низкими рисками. Однако со стороны местных органов власти может проявляться негативное отношение к интегрированным структурам и ФПГ. Его основными причинами могут быть утрата влияния на оборонные предприятия региона, вошедшего в интегрированную структуру или ФПГ; снижение налогов, уплачиваемых оборонными предприятиями в местный бюджет; проведение реструктуризации оборонных предприятий, сопровождаемое высвобождением персонала и др.

Для организационного развития интегрированных структур и ФПГ в судостроительной промышленности должны использоваться такие методы, как усиление концентрации собственности головной компании, консолидация финансовых потоков участников в головной компании, интеграция новых предприятий в структуру, реструктуризация отдельных предприятий судостроительной промышленности, входящих в интегрированные структуры или ФПГ (вывод мощностей), переход на единую акцию, слияние отдельных предприятий судостроительной промышленности в рамках интегрированной структуры или ФПГ.

Следует отметить, что судостроительная промышленность России размещена на территории России относительно неравномерно. Из тех регионов, в которых находятся предприятия оборонной промышленности, судостроение представлено менее чем в одной трети субъектов РФ, которые, в свою очередь, отличаются по уровню концентрации судостроительной промышленности в оборонной промышленности конкретного региона. Поэтому необходимо ранжирование регионов по степени концентрации судостроительной промышленности, а регионам с наиболее высокой концентрацией этого продукта целесообразно заключать с федеральными агентствами договора по совместным действованиям не только в сфере промышленной федеральной политики, но и в сфере социальной политики. Целесообразно придание инновационной деятельности регионального характера с целью незамедлительной передачи научно-технических разработок в производство, для чего необходимо сбалансировать потенциалы научных и производственных организаций судостроения. Необходимо концентрировать производство определенной продукции на ограниченном числе интегрированных предприятий судостроения. Необходимо обеспечить дополнительную загрузку производственных мощностей судостроительных предприятий путем организации выпуска продукции гражданского назначения для нужд регионов, а также организовать системную работу по созданию межрегиональных интегрированных структур и региональных ФПГ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Губкин П. В., Клячко Л. М., Степанов А. Е.** Судостроение: проблемы регулирования инвестиционных и инновационных процессов // Наука и промышленность России. М.: Мобиле, 2001. Вып. 9.
2. **Инновационная** активность предприятия на основе сегментации рынка и дифференциации продукции / В. П. Баранчеев, К. О. Клейменов, Ю. Ф. Тимофеев, А. Е. Степанов // Промышленность России. М.: Мобиле, 2000. Вып. 8.
3. **Баранчеев В. П., Степанов А. Е.** Системная инфраструктура инновационной деятельности // Промышленность России. М.: Мобиле, 1999. Вып. 5.
4. **Клячко Л. М.** Современное состояние и перспективы развития судостроительной промышленности // Тез. докл. седьмой междунар. конф. "Российское судостроение и судоходство на мировом рынке-Нева 2003". СПб.: 2003.
5. **Рузанкин А. Д., Степанов А. Е.** Проблемы развития судостроения северного региона // Промышленность России. М.: Мобиле, 2000. Вып. 5.
6. **Инновационный** аспект стратегий сегментации и дифференциации в создании конкурентных преимуществ / В. П. Баранчеев, В. Н. Гущин, К. О. Клейменов и др.//Вестник машиностроения. 2001. № 2. С. 51—58.
7. **Жизненные** циклы и механизм инновационного развития / В. П. Баранчеев, Г. А. Ройко, А. Е. Степанов, И. В. Краюшкин // Наука и промышленность России. М.: Мобиле, 2002. Вып. 10.
8. **Клячко Л. М., Степанов А. Е.** Методические подходы к определению приоритетов научно-технологического развития, обоснованию и построению систем управления в интегрированных отраслевых структурах // Биржа интеллектуальной собственности. М.: Алигард, 2005. Вып. 3, 4.

УДК 658.512.2:62-242

Г. Л. ВИНОГРАДОВА, канд. техн. наук, Ю. А. РАССАДИН (КГТУ, г. Кострома)

Повышение качества проектирования литейных изделий (на примере поршня)

Производители промышленной техники (автомобильной, тракторной и др.), ключевым узлом которой является двигатель внутреннего сгорания (ДВС), в существующих условиях конкуренции вынуждены постоянно совершенствовать свою продукцию. Кроме того, такая продукция должна удовлетворять требованиям, предъявляемым "Законом об охране окружающей среды". Основной комплектующей деталью ДВС является поршень. Именно он определяет ресурс двигателя и имеет непосредственное отношение к таким его характеристикам, как долговечность, надежность, расход масла и топлива, токсичность отработавших газов, шум и вибрации[1]. Одним из параметров поршня, оказывающим значительное влияние на работоспособность двигателя в целом, является масса. Исследования показывают, что к основным факторам, влияющим на массу, относятся химический состав сплава, из которого отлит поршень, и его геометрические параметры. Решение задачи соответствия массы поршня требуемым значениям позволяет значительно повысить качество изделий и рентабельность производства без дополнительных трудовых и материальных затрат.

Химический состав сплава корректируется путем добавления либо тяжелых, либо легких металлов в пределах допусков, установленных ГОСТом на каждый элемент. Для более точного определения химического состава разработана автоматизированная система расчета зависимости массы поршня от химического состава сплава, которая используется на стадии проектирования изделий.

Отклонение массы поршня от допустимых параметров после изготовления отливок изделий корректируется путем изменения его геометрических параметров, что также существенно снижает долю брака продукции. Геометрические параметры поршня, к которым относятся такие, как высота, диаметр, размеры конструктивных элементов, варьируются в пределах допусков, указанных конструктором на чертеже готового изделия. Достоверно оценить влияние того или иного геометрического параметра на массу поршня достаточно сложно, поэтому при проектировании конструктору необходимо знать степень влияния изменения размеров на массу готового изделия. Одним из вариантов решения этой задачи является автоматизация расчета зависимости массы поршня от его геометрических параметров. Однако число параметров, влияющих на массу поршня, достаточно велико, и изменение каждого из параметров с последующим расчетом объема (массы) неизбежно повлечет за собой временны́е затраты. В ходе исследования методом экспертной оценки проведено ранжирование параметров по степени их влияния на массу готового изделия. Экспертами выступили специалисты машиностроительного предприятия ОАО "Мотордеталь" (г. Кострома), выпускающего изделия гильзопоршневой группы.

Основной проблемой при разработке автоматизированной системы расчета зависимости массы поршня от конструктивных параметров является определение объема поршня, так как геометрия его весьма сложна. Так, юбка поршня имеет форму, в которой присутствуют бочкообразность, овальность и конус-

[1] **Чупов В. А.** Искусство делать поршни //http://www.agro.ru/cgibin.

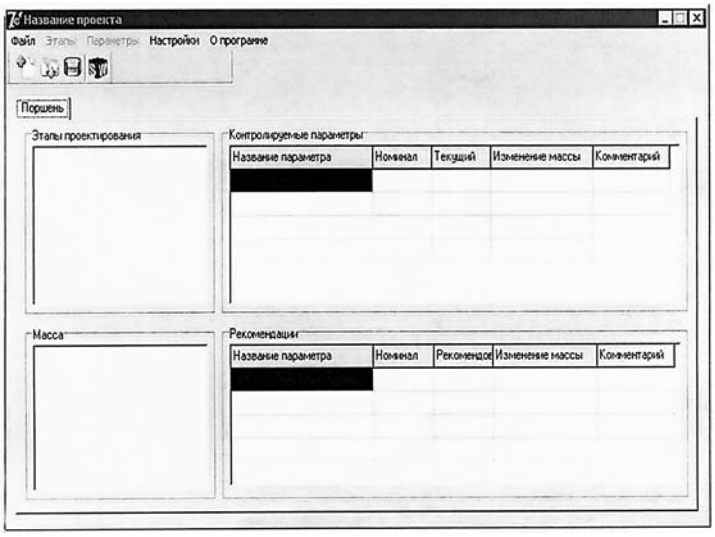


Рис. 1. Главное окно системы

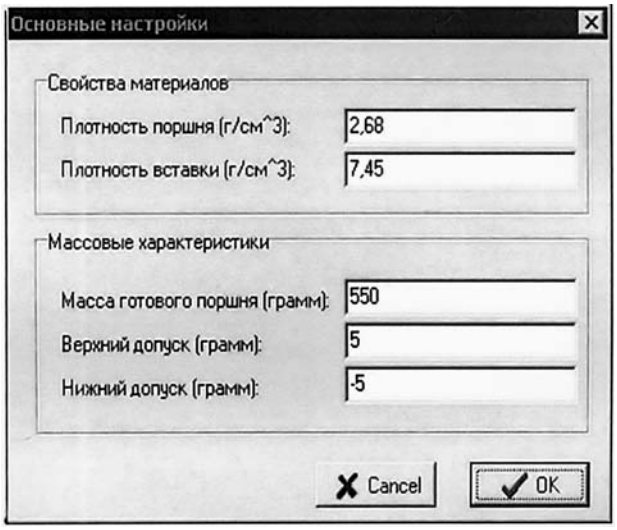


Рис. 2. Окно основных настроек

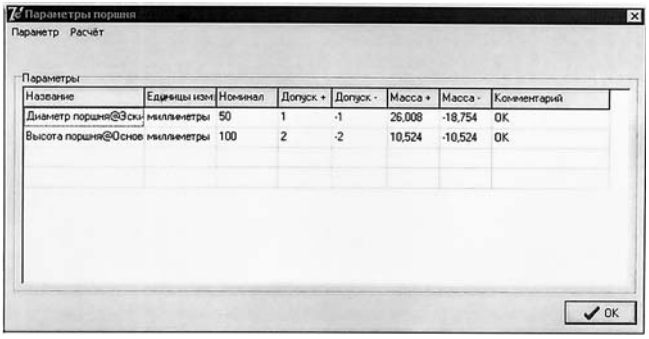


Рис. 3. Окно редактора параметров поршня

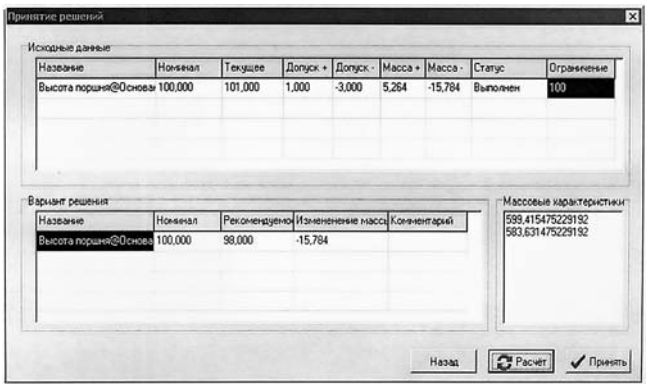


Рис. 4. Окно принятия решений

ность. Результатом этапа явилась методика построения параметрической трехмерной модели поршня, представленная деревом построения и аналитическими зависимостями геометрических параметров. В качестве инструмента моделирования использована САПР Solid Works 2004.

На основе разработанного алгоритмического обеспечения создана автоматизированная система расчета зависимости массы поршня от геометрических параметров со следующими функциями:

расчет массы поршня при заданных значениях геометрических параметров;

расчет массы поршня при изменении значений каждого параметра;

расчет вариаций массы поршня в зависимости от изменения значения каждого геометрического параметра в пределах допуска;

фиксирование отклонений значений геометрических параметров с отклонением по массе на каждом из этапов проектирования и изготовления поршня;

получение рекомендованных значений геометрических параметров для последующих этапов изготовления поршня.

При разработке системы учтена последовательность процесса проектирования и изготовления поршня, что определило особенность схемы хранения данных. Файловая структура включает: основные характеристики изделия, исходные данные, результаты работы системы. Так, в папке проекта имеются:

файл описания этапов проектирования (stages.twstg), в котором хранится последовательность этапов проектирования;

файл корректируемых параметров поршня (parameters.twpar), в котором хранятся записи о параметрах;

файл корректируемых параметров резисторной вставки (ins.twins);

файл замеренных параметров (measure.twmsr) — результаты замеров;

файл принятых решений (resolution.twres);

файл с числом измерений и принятых решений для каждого этапа проектирования (count.twcnt).

Автоматизированная система разработана в среде Delphi фирмы Borland. Система снабжена комплексом пояснений и указаний, облегчающих возможность ее практического использования. Кроме того, разработан перечень ошибок, которые могут возникнуть при эксплуатации системы, и пути их устранения. Фрагменты автоматизированной системы, демонстрирующие ее возможности, представлены на рис. 1—4.

Производственные испытания, проведенные на машиностроительном заводе ОАО "Мотордеталь", показали, что разработанная автоматизированная система позволяет корректировать массу изделий до требуемых заказчиком значений при заданных параметрах качества и стоимости, что ведет к уменьшению брака выпускаемой продукции еще на этапе проектирования изделий.

MVK КУЛЬТУРНО-ВЫСТАВОЧНЫЙ ЦЕНТР СОКОЛЬНИКИ

Салон "Смазочные материалы–2006"

В КВЦ "Сокольники" со 2 по 5 октября 2006 г. проводили международный специализированный салон "Смазочные материалы-2006". На нем свою продукцию демонстрировали зарубежные и российские производители. Считаю полезным привести хотя бы краткое описание некоторых экспонатов только одного участника выставки.

ОАО "Азовские смазки и масла" (г. Бердянск) показал на выставке широкую гамму смазочных материалов, вот только некоторые из них.

Моторное минеральное масло "Турбо 1" для дизельных и быстроходных бензиновых четырехтактных двигателей легковых и грузовых автомобилей, автобусов, включая двигатели с катализатором и турбонаддувом. Масло надежно защищает двигатель от износа, обеспечивает его легкий запуск; сохраняет высокую производительность каталитического конвертора. Пакет присадок обеспечивает чистоту двигателя при высокой термической нагрузке и содержании вредных веществ в выхлопных газах.

Моторное минеральное масло М-15/4040 "супер" для форсированных бензиновых и дизельных двигателей легковых автомобилей отечественного и зарубежного производства. Масло универсальное, всесезонное, имеет улучшенные вязкостно-температурные характеристики. Диапазон применения по температуре −25...+40 °С.

Минеральное масло М-2042 (М-8Г2К) для дизельных двигателей, в том числе и с умеренным турбонаддувом, высокооборотных стационарных дизелей и дизель-генераторов, работающих в эксплуатационных условиях, при которых образуются высокотемпературные отложения.

Смазка АЗМОЛ ЛСЦ-15 для смазывания шарниров и осей приводов акселераторов, рычагов выключения, шлицевых соединений, механизмов стеклоподъемников автомобилей, узлов

трения промышленного оборудования, работающих при средних нагрузках и температурах до 140 °С. Смазка содержит в своем составе окись цинка.

Смазка ЦИАТИМ-203 для смазывания зубчатых и червячных передач редукторов; подшипников скольжения и качения; различных силовых приводов, винтовых пар; механизмов, эксплуатируемых на открытых площадках; узлов трения. Смазка работоспособна при температуре −50...+90 °С.

Смазка ЦИАТИМ-221 для смазывания узлов трения и сопряженных поверхностей "металл—металл" и "металл—резина", работающих при температуре −60...+150 °С (подшипники качения электромашин, систем управления и приборов, агрегатные подшипники).

Смазка ЦИАТИМ-201 для узлов трения, работающих с малым усилием сдвига при небольших нагрузках, для электромеханических и других приборов, а также для точных механизмов некоторых машин, работающих на крайнем Севере, основных узлов автомобильной и другой техники, эксплуатируемой в северных районах. Такая смазка работоспособна при температуре −60...+90 °С.

Смазка ЦИАТИМ-205 для предотвращения спекания неподвижных резьбовых соединений и уплотнений, соприкасающихся с агрессивными средами; для подвижных резьбовых соединений работает смазка при температуре −60 ...+50 °С.

Смазка "Пушечная" (ПВК) для защиты от коррозии поверхностей металлических изделий из черных и цветных металлов при температуре −50...+50 °С.

Масляная СОЖ МР-2У. Применяется при обработке резанием цветных металлов и сплавов, а также конструкционных углеродистых сталей на станках-автоматах и на отдельных операциях точения, фрезерования, шлифования. Используется одновременно в качестве смазочной среды для узлов трения и рабочей жидкости гидросистем станков.

Масляная СОЖ МР-3, применяется при обработке резанием конструкционных, легированных и коррозионно-стойких сталей на операциях сверления, глубокого сверления отверстий диаметром до 30 мм, растачивания, резьбо- и зубошлифования.

Масляная СОЖ МР-6, применяется при обработке резанием коррозионно-стойких и жаропрочных сталей, титановых сплавов и тугоплавких материалов на операциях нарезания резьб, сверления, развертывания и протягивания.

Масляная СОЖ МР-11, применяется при тяжелых режимах резания различных сталей и сплавов на операциях резьбонарезания, зубообработки, точения, сверления.

Масляная СОЖ МР-12, применяется при низких скоростях лезвийной обработки труднообрабатываемых сталей и сплавов.

Смазочно-охлаждающее технологическое средство ТМ-ЛЕМНА, применяется на операциях холодной листовой и объемной штамповки сталей: чистовая вырубка, глубокая вытяжка, калибровка, прошивка на прессах-автоматах и формовка, а также при резьбонакатывании и резьбонарезании.

В рамках выставки была организована Международная научно-техническая конференция "Вопросы производства и применения смазочных материалов".

А. Н. ИВАНОВ, чл. кор. АПК

ОБОЗРЕНИЕ ЗАРУБЕЖНЫХ ИЗДАНИЙ

Fertigung. 2005. V. 32. Nr. 10

Knobl S. et al. Разработка новых материалов, с. 10—12, ил. 1.

Приведено интервью с двумя экспертами в области новых материалов, которые представляют Германский центр авиации и космонавтики и объединение NeMa. Они считают, что довольно успешно применяются полимерные покрытия, отрабатывается технология их нанесения на рулонные металлы с целью облегчения их последующего формования, а также создаются "самозалечивающиеся" покрытия и покрытия, выделяющие лечебные вещества (в медицине). В области конструкционных материалов все чаще применяются углепластики, армированная волокнами керамика, алюминиды титана.

Новые материалы и обработка их резанием, с. 14—16, ил. 2.

Приведены мнения специалистов, высказанные на очередном семинаре "Обработка резанием в современных производственных процессах" в Дортмунде. Появление новых материалов в большинстве случаев требует применения новых или усовершенствованных режущих инструментов. Так, появление углепластиков сопровождается разработкой модульного, комбинированного и многолезвийного инструмента; для обработки керамических композитов создаются многофункциональные инструменты с защитными покрытиями и т. д.

Обрабатывающий центр для уникальных деталей, с. 32—34, ил. 5.

Фирма Streicher Machinenbau GmbH (Германия) является изготовителем уникальных технологических установок для химической и фармацевтической промышленности, например, вакуумных камер для нанесения покрытий на стекло и т.п. Для обработки уникальных крупногабаритных деталей успешно используется обрабатывающий центр PCR 150 фирмы Union Werkzeugmaschinen GmbH с высотой по оси Y — 5 м и длиной по оси X — 15 м. Он позволяет достигать точности обработки IT-5/IT-6 и параметра шероховатости ниже 3,2 мкм. Заготовки массой до 40 т крепятся на столе с размерами 2,5 × 3,0 м, который может вращаться и перемещаться поступательно. Для обслуживания станка используется подвижная по трем осям площадка, для замены инструмента — вторая площадка с кассетным магазином на 168 инструментов.

Надежные приводные шпиндели, с. 44, 45, ил. 2.

Фирма Weiss Spindeltechnologie GmbH (Германия) выпускает шпиндели, которые уже в течение восьми лет успешно применяются в обрабатывающих центрах Machl и Machl-Synchro, выпускаемых фирмой Honsberg Sonderwerkzeugmaschinen GmbH для автомобильной промышленности. Они характеризуются высокими ускорениями, заводской пластичной смазкой, надежными уплотнениями, штекерными соединениями всех кабелей и трубопроводов, усовершенствованными оправками с минимальным временем смены инструмента.

Новые токарные станки серии miiga-turn с ЧПУ, с. 39, ил. 2.

Описываются станки, которые недавно начала выпускать фирма miiga Werkzeugmaschinen GmbH (Тайвань), ранее производившая обрабатывающие центры серии miiga-center. Номенклатура станков достаточно обширна и включает как простые двухкоординатные станки с ЧПУ ценой ниже 30 000 евро, так и пятикоординатные станки типа GT 5-42 с процессором Pentium для одновременной обработки снаружи и изнутри серийных деталей несложной геометрии.

Крацовочные станки, с. 57, ил. 1.

Фирма Otto Dilg GmbH выпускает надежные крацовочные (щеточно-шлифовальные) станки для тщательной очистки и обезжиривания плоских штампованных деталей из сталей и легких сплавов толщиной до 0,2 мм. Помимо очистки детали одновременно осуществляется удаление грата и скругление кромок. Обработка ведется водой с добавкой абразива и специальными щетками.

Бесфильтрационная очистка СОЖ, с. 75, ил. 1.

Для очистки СОЖ, содержащих взвешенные частицы с размером менее 5 мкм, которые не улавливаются обычными методами фильтрации, фирма STA Separatoren Technik выпускает специальный центробежный сепаратор с непрерывной выгрузкой остатка, имеющего невысокую остаточную влажность.

American Machinist. 2005. V. 149. Nr. 11

Балансировка зажимных устройств, с. 25. ил 1.

Фирма Hydromat предлагает устройство Harmonic 200 для балансировки зажимных устройств для закрепления режущих инструментов. В процессе балансировки на корпусе зажимного устройства дополнительно закрепляются два эксцентриковых кольца, что повышает динамическую стабильность инструментальной оснастки. Предлагаемое устройство портативно, приводится в рабочее состояние в течение нескольких минут и не требует специального фундамента. Программа работы, экран и лазерный визир обеспечивают устранение до 95 % первоначального дисбаланса зажимного устройства.

Cowie T. Безопасность работы на производстве, с. 42—44, ил. 1.

Проанализировано состояние безопасности труда на производственных предприятиях. Утверждается, что различные предписания и процедуры в этой области не обеспечат реальной безопасности, если работники не обладают "культурой безопасности". Изложены рекомендации по обучению и прививанию этой культуры работникам производства, рассмотрены необходимые для этого условия. Приведены соответствующие программы, направленные на реальное повышение безопасности труда

Магниты для высокоскоростной обработки, с. 61, ил. 1.

Приведено краткое сообщение о магнитах, предназначенных для высокоскоростного обрабатывающего оборудования, в частности, для шлифования. Магниты, обладающие высокой удерживающей силой, имеют форму квадратных плит с размерами от 152 × 152 до 304 × 304 мм.

Maschine und Werkzeug. 2005. V. 106. Nr. 7/8

Симпозиум "Новые станки будущего", с. 58—60, ил. 8.

Центральная тема симпозиума была посвящена микро- и прецизионной обработке; рассматривались вопросы получения прецизионных микроструктур на макродеталях при резании. Цель проектов, выполняемых под руководством Научно-исследовательского центра в г. Карлсруэ, с названиями HiDynMolder, MechaSpead, SonicPrecision и Microstruct — разработка технологий и станков для реализации на практике микро- и прецизионной обработки, а также формующего инструмента с повышенной точностью и улучшенным качеством поверхностей, валков для тиснения, осесимметричных деталей из вязкохрупких материалов и др.

Экологичная охлаждающая жидкость, с. 130.

Фирма Henkel предлагает смешиваемую с водой СОЖ, отличающуюся хорошей совместимостью с кожей человека. К новому сорту относится СОЖ серии Multan 97-40, предназначенная для обработки алюминия и отличающаяся высокими смазывающими и промывающими свойствами и существенно увеличивающая стойкость инструмента. Благодаря высокой эффективности значительно снижается ее расход. Предложен также состав СОЖ марки P3-neutracare 3000 для промывки и обезжиривания оборудования.

Maschine und Werkzeug. 2005. V. 106. Nr. 12

Двухшпиндельный токарный обрабатывающий центр, с. 20, 21.

Описывается центр, выпускаемый фирмой Benzinger GmbH Prazisionsmaschine, который обеспечивает одновременную обработку двух деталей или одной заготовки с двух сторон с микромиллиметровой точностью. При необходимости резцы могут заменяться шлифовальными кругами, что особенно важно при обработке закаленных деталей пресс-форм. Шпиндели имеют мощность 10 кВт и частоту вращения до 7000 мин$^{-1}$; специальные шарикоподшипники гарантируют их радиальное биение менее 1 мкм. Повышению качества обработки способствуют водяное охлаждение шпинделей и система управления Sinumeric B40D.

Новый ленточнопильный станок, с. 24, 25, ил. 2.

Описывается станок мод. HBM440A, изготовленный фирмой Behringer и предназначенный для экономичного и точного резания различных монолитных заготовок, труб и профилей с помощью биметаллических или твердосплавных пил. В нем имеется много технических новинок, повышающих производительность и упрощающих обслуживание. Например, установлены две щетки для очистки пилы от налипающей стружки при резании алюминия.

Портальный токарный станок, с. 68.

Фирма Pambaudi выпускает станок Pamfast RF 105 для обработки деталей штампов и космической, и авиационной техники с максимальным диаметром 1500 мм. Станок с размерами стола 1200 × 1200 мм имеет пять осей, подвижно-поворотный стол и наклоняемую головку.

Modern Machine Shop 2005. V. 78. Nr. 7 (ноябрь)

Chaneski W. Организация экономичного производства, с. 44, 46.

Фирма Bent River Machine (США) обслуживает по контрактам пищевую и медицинскую промышленности, изготовляет полупроводниковые и коммуникационные устройства. Организация производства построена по принципу 5S: сортировка, чистота, простота, стандартизация, поддержание порядка. Рассматривается организация экономичной работы офиса, пересмотр которой позволил существенно ускорить оформление заказов и передачу их в производство.

Концевые фрезы, с. 55.

Фирма Weldon предлагает высокопроизводительные концевые фрезы диаметром от 12,5 до 50,8 мм с винтовыми зубьями и цилиндрическим хвостовиком, предназначенные для обработки коррозионно-стойкой и легированной стали, различных сплавов титана и редких черных металлов. Фрезы изготовляют из порошковой стали с покрытием AlTiN. Число винтовых зубьев фрезы 5, 7 или 9 с углом подъема 45°.

Schuetz G. Измерители поверхностей пресс-форм, с. 96, 98.

Погрешности поверхностей пресс-форм могут появляться в результате непрямолинейности и неперпендикулярности направляющих. На изготовление формы влияют также вибрации двигателей и инструментов, некорректный зажим заготовок и другие факторы. Каждый вид вибраций создает свою картину на обработанной поверхности, которая поддается анализу. Приводятся рекомендации американского стандарта ANSI по контролю форм.

Устройства для калибрования станков, с. 98. ил. 1.

Фирма Automated Precision, Inc. (США) выпускает лазерное устройство 3D Laser Measurement System, с помощью которого контролируется точность перемещений рабочих органов станков в линейных и угловых направлениях. Эффективно его применение для калибрования пятикоординатных станков, которое выполняется в течение нескольких часов. Прямолинейность, перпендикулярность, параллельность и наклоны рабочих органов контролируются одновременно. Устройство Swivel Check этой же фирмы предназначено специально для контроля наклонов относительно нескольких осей.

Использование обрабатывающего центра для обработки штампов, с. 122.

Описывается вертикальный обрабатывающий центр мод. VMC 30 компании Hurco Companies, Inc (США) для обработки штампов, в котором имеется возможность непосредственной передачи чертежей, выполненных с помощью САПР, из персонального компьютера на станок, что позволяет сократить длительность производственных циклов на 20÷30 %.

Станки с ЧПУ фирмы Millport, с. 126, ил. 1.

Фирма выпускает инструментальный обрабатывающий центр мод. RHINO 1250, имеющий вертикальный шпиндель с конусом CAT40. Вращение на шпиндель передается от двигателя мощностью 5,6 кВт; верхний предел частоты вращения — 6000 мин$^{-1}$. Станок оснащен магазином на 12 инструментов. Инструментальный фрезерный станок мод. RHINO ii той же фирмы имеет три или четыре ЧПУ типа CNC. Шпиндель вращается от электродвигателя мощностью 3,2 кВт с частотой вращения до 5000 мин$^{-1}$.

Устройство для управления перемещениями, с. 146. ил. 1.

Фирма Delta Computer Systems, Inc. (США) выпускает устройство RMC 75E, которое контролирует позиции, скорости и давления/силы в гидро-, пневмо- и электроприводах. Снимаются 1000 отсчетов в 1 с. Имеется интерфейс для связи с локальной сетью Ethernet для приема передачи данных контроля. Ско-

рость передачи данных составляет 10/100 Мб/с. Предусмотрено автоматическое согласование перемещений.

Обрабатывающий центр для пресс-форм и штампов, с. 154, 155, ил. 1.

Указывается, что высокоточная обработка на станке Super Mold Maker 2500м, который выпустила фирма Mazak Cotp (США), исключает ручную доводку форм и штампов. Вертикальный шпиндель вращается от электродвигателя мощностью 30 кВт с частотой до 25 000 мин$^{-1}$. Инструменты заменяются из 30-позиционного магазина за 0,8 с. Зона обработки составляет 1020 × 560 × 460 мм. В приводах подач используются линейные опоры качения. Система ЧПУ Fanuc I Si CNC позволяет выбирать 10 параметров обработки для каждой детали. Обратная связь осуществляется с помощью шкал, имеющих разрешающую способность 0,05 мкм.

Зубошлифовальный станок с ЧПУ, с. 156,157, ил. 1.

Восьмикоординатный прецизионный станок Smart GTG2 фирмы Holroyd (США) предназначен для шлифования зубьев прямозубых, косозубых и червячных колес диаметром до 350 мм при ширине венца до 160 мм. С помощью восьмикоординатной системы ЧПУ типа CNC HTG8 осуществляются правка кругов в процессе обработки, автоматическая настройка координат, обработка контуров и координатные измерения.

Станки для лазерной резки с ЧПУ, с. 159, ил. 1.

Фирма NTC America-Laser Group (США) выпускает станки крупногабаритного портального исполнения четырех моделей, имеющие от трех до пяти управляемых координат. Выполняется двух- и трехмерная резка как прототипов, так и серийных изделий. Возможны обработка листовых металлов и контурная резка объемных деталей.

Ленточные пилы, с. 161.

Фирма LS Starret Company предлагает широкий выбор ленточных пил из инструментальной стали М42 с 8 % Co и твердостью 67÷69 HRC. Пилы, имеющие передний угол 12° и шесть различных значений высоты и толщины (соответственно от 25,4 × 0,9 до 79,4 × 1,6 мм), предназначены для распиловки круглых и квадратных профилей из различных материалов, включая никелевые сплавы и стали высокой прочности.

Микрофрезы, с. 191.

Фирма Arch Micro Tool выпускает концевые микрофрезы диаметром от 0,127 до 3 мм для обработки деталей для медицинской, электронной и оптической промышленностей. Предлагаются полностью шлифованные двух- и четырехзубые фрезы с разной длиной режущей части, с прямым и сферическим торцем. Фрезы изготовляют из твердого сплава супермелкой зернистости.

Пятикоординатный обрабатывающий центр, с. 194, ил. 1.

Описываемый центр FZ08K S Magnum фирмы Chiron America Inc. с системой ЧПУ Fanuc 18i MB5 имеет поворотный узел, что делает его эффективным при обработке сложнопрофильных деталей для медицинской отрасли. Перемещения по осям *X, Y* и *Z* составляют соответственно 432, 254 и 305 мм. В магазине размещаются 40 инструментов.

Trametal. 2005—2006.
Специальный выпуск Moulistes

Высокоэффективные фрезы различных фирм, с. 6, ил. 2.

Фрезы серии Violet с покрытием, созданные фирмой MMC Kobelco Tool и изготовленные из кобальтовой быстрорежущей стали методом спекания, характеризуются длительной стойкостью и способностью обрабатывать многие материалы. Фирма Mitsubishi Carbid расширила гамму своей продукции выпуском концевых шаровых фрез серии VA, способных с высокой эффективностью осуществлять черновую обработку. Эти фрезы изготовляются двух- и трехзубыми и рекомендуются для применения на операциях, где требуется особенно интенсивное удаление стружки, и для обработки по контуру.

Концевая шаровая фреза, с. 13, 14, ил. 1.

Фирмой Sandvik Coromant созданы фрезы CoroMill для финишной обработки, оснащенные поворотными режущими пластинами типов P10A или P20A. Фрезы изготовляют диаметром 8÷20 мм. В новой гамме имеются фрезы CoroMill и фрезы CoroMill Plura. Фрезы CoroMill Plura обладают более высокой эффективностью при установке в прецизионный патрон CoroGrip Coromant. Фрезы можно применять при работе с высокими подачами, при большой и малой глубинах резания. Возможно применение фрез и для обработки биметаллических поверхностей.

Фреза с круглой режущей пластиной, с. 13, ил. 1.

Фирмой Safety созданы фрезы с круглыми режущими пластинами, точность диаметра которых выдерживается в пределах ±0,01 мм. Такие фрезы типа Araf PPH предназначены для финишной обработки деталей сложных форм. Фрезы можно эффективно применять в производстве форм и штампов. Для высокопроизводительной обработки сталей, используемых для изготовления литейных форм, применяют режущие пластины типа KE01c однослойным покрытием TiAIN. Такие пластины обладают высокой стойкостью к нагреву (до 900 °С), сохраняя свои механические характеристики, и к окислению, что позволяет применять пластины для обработки материалов твердостью до 52 HRC.

Шаровая концевая фреза, с. 15, 16, ил. 2.

Новая фреза типа M27 с оптимизированной поворотной режущей пластиной создана фирмой Kennametal. Пластина изготовлена из нового микрозернистого режущего материала TN2505 и позволяет проводить обработку со скоростью резания до 240 м/мин как без применения охлаждения, так и с охлаждением воздушной струей.

Концевые фрезы для обработки сверхтвердых сталей, с. 16, 18, ил. 1.

Фирма Vargus изготовляет фрезы гаммы Vision Plus для обработки сталей твердостью до 58, 62 или 67 HRC. Фрезы являются моноблочными твердосплавными и имеют покрытие TiAIM. Характерные особенности фрез — повышенная точность, высокая стойкость, возможность эффективной обработки глубоких полостей, пригодность для чистовой обработки без применения СОЖ. Фрезы могут быть использованы для обработки различных материалов, включая стали, легированные хромом и кобальтом, закаленные инструментальные стали. В зависимости от модели диаметры фрез могут быть 2÷12 или 20 мм; 3÷25; 6÷12; 4÷12 или 25 мм и 6÷25 мм.

Усовершенствованная копировальная фреза, с. 18, ил. 1.

Фирма Seco Tools создала концевую шаровую фрезу с двумя канавками, обеспечивающую высокую производительность резания. В новой гамме имеются фрезы серии JH970 для обработки мягких сталей и фрезы с новым многослойным покрытием Jabro Tribon TiCN, наносимым методом физического осаждения паров. Эти фрезы предназначены для обработки высокотвердых сталей, обычно трудно поддающихся обработке, коррозионно-стойких сталей, сверхпрочных сплавов и сплавов на основе титана. Фрезы изготовляют целиком из тонкозернистого твердого сплава с углом подъема винтовой линии, равным 30°, задним углом — 8°, радиусом с допуском ± 0,01 мм. Хвостовик выполнен с точностью *h*5. Гамма охватывает фрезы диаметром 2÷16 мм. Другая серия JHP170 включает фрезы для обработки канавок в деталях из инструментальной стали с высокой производительностью резания.

Высокоскоростные многоцелевые станки серии Unipro 5, с. 25, ил. 4.

Приведены основные технические характеристики многоцелевых станков серии Unipro 5 фирмы Unisign. В серию входят станки моделей Unipro 5S, 5P и 5L. Длины ходов по оси *X* в этих станках соответственно равны 1200, 1200÷6000 и 2 × 1000/2000 мм, по оси *Y* — 600/800 мм, по оси *Z* — 500 мм. Мощность на шпинделях станков Unipro 5 равна 36 кВт, крутящий момент 180 Н · м, частота вращения 12 000÷16 000 мин$^{-1}$. В варианте исполнения применяется высокоскоростной шпиндель мощностью 100 кВт с частотой вращения до 25 000 мин$^{-1}$ и вращающийся стол для обработки деталей по пяти осям, диаметр которого равен 800 мм. Максимальная масса детали, устанавливаемой на столе — 750 кг.

Г. С. ПОТАПОВА

По вопросам получения и перевода материалов из указанных изданий обращаться к Г. С. Потаповой, тел./факс: (495) 611 21 37, e-mail: stankoinform@mail.ru, веб-сайт: www.stankoinform.ru