ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

7
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

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Порядков В. И. — Снижение динамики упругих элементов машин методами волновой механики . . . 3
Тютиков Г. Ф., Мартынов Р. Е. — Неполная взаимозаменяемость подшипниковых втулок при запрессовке в корпусные детали . . . 6
Цыбулько А. Е., Романенко Е. А., Козлов П. Н. — Оценка прочности конструкций по натуральному критерию предельного состояния материалов . . . 10
Мамедов Г. А., Мусаев В. Г. — Совмещение дискретного метода и системно-структурного анализа при решении задач для сложных динамических систем с распределенными параметрами . . . 12
Шекун Г. Д. — Использование газлифтного устройства в патрубке нагнетания переносного турбонасосного агрегата . . . 16
Сергеева Л. В. — Исследование напряженно-деформированного состояния элементов графитовой кладки ядерных реакторов с учетом анизотропии графита . . . 19
Сызранцев В. Н., Голофаст С. Л., Лысяный К. К. — Определение предела выносливости трубных сталей 17ГС, 17Г1С, 14ХГС через их прочностные характеристики . . . 22

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

Дроздов Ю. Н., Тутнов А. А., Тутнов Ан. А., Алексеев Е. Е., Макаров В. В., Афанасьев А. В. — Расчетно-экспериментальные исследования фреттинг-коррозии и колебаний тепловыделяющих сборок водоводяного энергетического реактора ВВЭР-1000 . . . 26

В помощь конструктору и расчетчику

Иванов А. С. — Нормальная, угловая и касательная контактные жесткости плоского стыка 34

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Грубый С. В. — Имитационное моделирование процессов резания и изнашивания инструмента . . . 38
Щуров И. А., Ворона В. В. — Определение рабочих кинематических углов при обработке резцом синусоидальной цилиндрической поверхности . . . 42
Пухальский В. А. — Принципы структурного и параметрического анализа конструкций на примере режущего инструмента . . . 46
Шнеерсон В. Я. — К построению модели сварочной ванны . . . 48
Микиорис Ю. А., Антонов А. В. — Совершенствование очистки масел трибоэлектризацией . . . 49

Обработка материалов без снятия стружки

Лобанов А. С. — Контактные явления при деформирующем протягивании . . . 52

В порядке обсуждения

Абрамов Ф. Н. — Влияние погрешностей формы и взаимного расположения базовых поверхностей на точность базирования призматических заготовок с совмещением баз . 54

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Фасхиев Х. А., Крахмалева А. В., Гарифов А. Г. — Оценка качества и конкурентоспособности комплектующих и запасных частей автомобилей . . . 65
Омельченко И. Н., Мухортов Д. П. — Сбалансированная система показателей как инструмент стратегического управления на предприятиях ОПК . . . 79
Коноплев В. Н. — Методология формирования заданного уровня качества грузовых автотранспортных средств по энергетическим показателям на стадии проектирования . . 83

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Даниленко Б. Д. — Выбор режима резания для дисковых фрез, оснащенных зубчатыми сегментами из быстрорежущей стали. . . . 85
Зайчиков А. Ф. — Особенности конструкции подвижных уплотнений газовых полостей цилиндров . . . 86
Рейзина Г. Н., Микулик Т. Н., Бобровник А. И., Шаметько С. А. — Планирование эксперимента при исследовании вибронагруженности сиденья водителя . . . 87
Иванов А. Н. — Московский международный салон инноваций и инвестиций . . . 89
Потапова Г. С. — Обозрение зарубежных изданий. . . . 91
Реклама . . . 95
Вниманию читателей . . . 95

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Poryadkov V. I. — Machine resilient member dynamics reduction by the wave mechanics methods
Tyutikov G. F., Martynov R. Ye. — Bearing bush incomplete interchangeability at pressing in basic parts
Tsyboulko A. Ye., Romanenko Ye. A., Kozlov P. N. — Structural strength estimation by natural criterion of material limiting state
Mamedov G. A., Mousaev V. G. — Combination of discrete method and system-and-structural analysis at solving problems for distributed parameters complex dynamic systems
Shekoun G. D. — Gas lifter application in the discharge outlet of the portable turbo-driven pump assembly
Sergeyeva L. V. — Study of the mode of deformation of the nuclear reactors graphite stack elements considering anisotropy
Syzrantsev V. N., Golofast S. L., Lysyany K. K. — Pipe steel 17ГС, 17Г1С, 14ХГС endurance limit determination by their strength properties

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

Drozdov Yu. N., Tutnov A. A., Tutnov An. A., Alekseyev E. E., Makarov V. V., Afanasyev A. V. — Rated pilot research of fretting and fuel assembly fluctuation of the ВВЭР-1000 water-to-water power reactor

For designer's and calculator's benefit

Ivanov A. S. — Normal, angular and tangent contact rigidity of plane joints

MANUFACTURING TECHNOLOGY

Grouby S. V. — Simulation of the tool cutting and wearing processes
Schurov I. A., Vorona V. V. — Working angle determination at sine-shaped cylindrical surface cutting
Pookhalsky V. A. — Foundations of constructions structural and parametric analysis illustrated by an example of cutting tool
Shneerson V. Ya. — On the welding bath model construction
Mikiporis Yu. A., Antonov A. V. — Oil treatment perfection by friction electrification

Chipless materials working

Lobanov A. S. — Contact phenomena at deforming broaching

In order of discussion

Abramov F. N. — Effect of form inaccuracy and of location surface positional relationship on the basing precision of base-superpositioned prismatic blanks

PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

Faskhiyev Kh. A., Krakhmaleva A. V., Guarifov A. G. — Quality and competitive strength rating of the motor-car component and spare parts
Omelchenko I. N., Mookhortov D. P. — Indicators balanced system as a tool for strategical operation of business in defense industrial establishment
Konoplev V. N. — Methodology of lorry set quality standard formation by energy datum at the design stage

TECHNICAL INFORMATION

Danilenko B. D. — Cutting conditions choice for disk cutters armed with HSS gear segments
Zaychikov A. F. — Design features of cylinder gas chamber dynamic seals
Reyzina G. N., Mikulik T. N., Bobrovnik A. I., Shametko S. A. — Design of experiments at driving seat vibration-loading study
Ivanov A. N. — Moscow international salon for innovations and investments
Potapova G. S. — Review of foreign journals

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*
Технический редактор *И. С. Павлова*
Корректор *М. Г. Джавадян*

Сдано в набор 04.05.2007. Подписано в печать 13.06.2007.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 14,47. Заказ 882.

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 62-233.13

В. И. ПОРЯДКОВ, канд. техн. наук (МГТУ "МАМИ")

Снижение динамики упругих элементов машин методами волновой механики

Приведены результаты исследования динамики валов традиционной шестиступенчатой коробки передач грузового автомобиля в связи с прохождением бегущих волн деформации и их отражения от границ сопряженных участков конструкции.

Lorry standard gear-box shaft dynamics research results are given. The subject of investigation is deformation travelling waves' propagation and their reflection from the conjugated areas boundaries of the construction.

Некоторые конструктивные решения при снижении металлоемкости элементов привода высокопроизводительных машин приводят к росту вибраций и увеличению динамики в узлах и агрегатах. Поэтому очевидна актуальность поиска эффективных средств и методов снижения уровня колебаний и динамических нагрузок в элементах таких машин.

Возмущения, идущие от источников колебаний по конструкциям машин, порождают вибрации, спектр которых расширяется из-за наличия в системе различных факторов, например нелинейных элементов.

По мере роста скоростей рабочих элементов машин при анализе происходящих процессов и оценке их динамики необходимо учитывать фактор распределенности параметров упругой системы, в которых колебания носят волновой характер. Следовательно, в этих случаях можно использовать методы теории волн, описывающие динамику упругих систем. Данная теория определяет возможные причины повышения уровня динамики системы, в частности, описывает явление прохождения волн деформации и многократное их отражение от неоднородностей, приводящие к локальным резонансам и концентрации энергии колебаний на отдельных элементах системы. Задачу снижения интенсивности вибрации можно решить, исключая или ослабляя эффект отражения бегущих волн и реализуя прохождение потоков волновой энергии по конструкции от источников колебаний к поглощающим ее устройствам.

Используя волновую теорию, можно преобразовать крутильную систему при согласовании потоков волновой энергии на участках или отдельных элементах для того, чтобы ослабить отражение волн от промежуточных участков, а также исключить образование резонансов как с синусоидальными, так и импульсными (квазисолитоны) формами колебаний.

Степень отражения бегущих волн на границе неоднородных участков определяется коэффициентом R отражения, который является функцией характеристических импедансов пограничных участков Z_1 и Z_2 [1]:

$$R = \frac{Z_1 - Z_2}{Z_1 + Z_2}.$$

Здесь Z_1 и Z_2 определяются как $GJ_\text{р}/v_\text{ф}$, где $v_\text{ф} = \sqrt{\alpha G(1-\varphi)/\rho}$ — фазовая скорость волн в элементе конструкции [$\alpha = (1 + J/J_0 l)^{-1}$; J — момент инерции диска (сосредоточенной массы); $J_0 = \rho J_\text{р}$; l — длина участка; φ — угловое перемещение вала от крутящего момента бегущей волны; ρ — плотность материала; $J_\text{р} = \pi d^4/32$; d — диаметр вала]; G — модуль сдвига материала вала.

Расчетные схемы трансмиссий машин обычно представляют как систему, состоящую из элементов, содержащих несколько дисков и соединяющих их участков валов с близкими значениями моментов инерции и податливости. Такие участки называют квазиоднородными, если, во-первых, число элементов "вал—диск", укладывающихся в полуволне формы колебаний, достаточно велико, во вторых, при наличии в системе и росте коэффициента потерь. В этом случае затухание волн в полосе пропускания происходит настолько быстро, что при коэффициенте потерь, равном 0,3 и более, периодичность конструкции почти не сказывается на дисперсионных свойствах волны. Периодически неоднородные валы в сборе могут рассматриваться как однородные структуры с эквивалентными волновыми параметрами. Потери сглаживают эффекты неоднородности конструкции [2]. Таким образом, крутильная система, составленная из подобных элементов, ведет себя аналогично однородной [2, 3].

Рассмотрим способ применения согласования потоков волновой энергии в элементах трансмиссии с помощью вносимых в систему изменений на примере коробки передач (КП) грузового автомобиля ЗИЛ-130 [4].

Динамическая модель валов КП, показанная на рисунке, включает в себя три двухопорных вала и тринадцать маховых масс (дисков) с моментами инерции J_1, J_2, ..., J_{13} в местах их расположения на валах. Здесь

I, II, III и IV — первая — четвертая передачи; ЗХ — передача заднего хода; l_i — длина i-го участка вала.

В соответствии с назначением рассматриваемой конструкции будем исследовать только крутильное движение, используя приближенную теорию колебаний.

Для исследования динамики конструкции используем уравнение Ш. О. Кулона [2]:

$$\left(v_{\text{ф}}^2 \frac{\partial^2}{\partial x^2} - \frac{\partial^2}{\partial t^2}\right)\varphi = f(x, t),$$

где $f(x, t) = f_1(x) f_2(t)$;

$$f_1(x) = M_1\left[1 + a\frac{\partial f_1(x)}{\partial x} + V_2\frac{\partial^2 f_1(x)}{\partial x^2} + \ldots\right];$$

$$M_1 = \beta M;\ \beta = \frac{1}{1 + K/U};\ V = C\sqrt{\varphi_1};\ a = \frac{v}{t};\ C = \sqrt{\frac{G}{\rho}};$$

$$\varphi_1 = \frac{M_1 l}{G J_{\text{р}}},$$

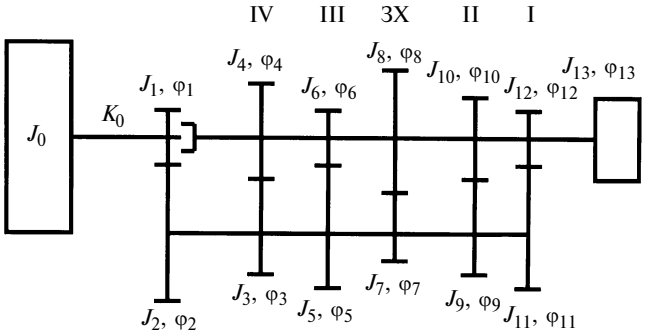
где v — скорость распространения нагруженности по валу; $f(x, t)$ — функция крутящего момента; φ — функция угла закручивания; x и t — соответственно пространственная и временна́я координаты; M — крутящий момент рабочего режима на одной из передач; K и U — соответственно кинетическая и потенциальная энергии упругой системы.

Система дифференциальных уравнений, описывающая крутильные колебания упругой системы (см. рисунок), имеет вид:

$$\left.\begin{aligned}
&J_0\ddot{\varphi}_0 + k_0(\varphi_0 - \varphi_1) = 0;\\
&(J_1 + n_{1,2}^2 J_2)\ddot{\varphi}_1 - k_0(\varphi_0 - \varphi_1) + (\varphi_1 - \varphi_{13}) -\\
&- n_{1,2}k_2(\varphi_3 - n_{1,2}\varphi_1) = 0;\\
&(J_3 + n_{3,4}^2 J_4)\ddot{\varphi}_3 + k_3(\varphi_3 - \varphi_5) -\\
&- n_{1,2}k_2(\varphi_1 - n_{1,2}\varphi_3) = 0;\\
&(J_5 + n_{5,6}^2 J_6)\ddot{\varphi}_5 + k_4(\varphi_5 - \varphi_7) -\\
&- k_3(\varphi_3 - \varphi_5) = 0;\\
&(J_7 + n_{7,8}^2 J_8)\ddot{\varphi}_7 + k_5(\varphi_7 - \varphi_9) -\\
&- k_4(\varphi_5 - \varphi_7) = 0;\\
&(J_9 + n_{9,10}^2 J_{10})\ddot{\varphi}_9 + k_6(\varphi_9 - \varphi_{11}) -\\
&- k_5(\varphi_7 - \varphi_9) = 0;\\
&(J_{11} + n_{11,12}^2 J_{12})\ddot{\varphi}_{11} - k_6(\varphi_9 - \varphi_{11}) = 0;\\
&J_{13}\ddot{\varphi}_{13} - k_1(\varphi_1 - \varphi_{13}) = 0,
\end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где k_i — жесткость на i-м участке вала; n_{ij} — передаточные числа колес.

Подставив выражение $\varphi_i = A_i \sin\omega t$ в систему уравнений (1), которую можно представить в виде симметричной диагональной матрицы, получим систему алгебраических уравнений коэффициентов A_i перед неизвестными. Решение системы уравнений (1) позволяет



Кинематическая схема коробки передач

определить собственные свойства исследуемой конструкции и оценить ее динамические характеристики.

Используя основные положения волновой теории колебаний [1], получим выражение для крутящего момента в сечении вала от установившихся бегущих волн кручения [5]: $M_1(1 + \omega l/v_{\text{ф}})$, где ω — угловая скорость коленчатого вала двигателя.

Поскольку бегущие волны переносят основную массу энергии не с фазовыми, а с групповыми скоростями, то при наличии существенных потерь в конструкции перенос энергии реализуется на скорости потока мощности [5]: $V = \beta(\omega l/\varphi)$.

Таким образом, согласование потоков полной энергии на пограничных участках конструкции приводит к исключению или ослаблению отраженных волн от границ элемента и, в конечном счете, снижению уровня накопленной потенциальной энергии и, следовательно, динамической нагрузки.

В реальных конструкциях импедансы и скорости потоков энергии различны. На рабочих режимах это приводит к отражению волн от границ соседних участков, накоплению на одном из них потенциальной энергии и, в конечном счете, выравниванию скоростей потоков. Происходит это за счет роста динамической нагрузки на одном из участков вала, который будет пропорционален отношению $\sqrt{U_1/U}$, где $U = M\varphi/2$ и U_1 — соответственно номинальная и увеличенная в результате отражения волн потенциальные энергии.

Расчет динамической нагрузки выполнен для режима максимального крутящего момента $M_{\text{кр}} = 520$ Н · м при частоте вращения вала $n = 1600$ мин$^{-1}$ и для высокоскоростного режима $M_{\text{кр}} = 473$ Н · м при $n = 2800$ мин$^{-1}$. Результаты расчетов приведены в табл. 1. При исходном конструктивном исполнении импедансы, коэффициенты отражения, фазовые скорости и скорости потоков энергии на участках валов существенно отличаются, что и приводит к росту динамической нагрузки. Для того чтобы ее снизить, необходимо уровнять скорости потоков энергии на соседних участках конструкции.

Анализ расчета динамики выходного вала КП от прохождения бегущих волн деформации показал, что динамическая нагрузка вала на режиме максимального крутящего момента выше динамической нагрузки в ус-

Таблица 1

Значения параметров, определяющих динамику валов КП

Параметр	Длина участка вала, м						
	$l_0 = 0{,}25$	$l_1 = 0{,}1$	$l_3 = 0{,}05$	$l_2 = 0{,}03$	$l_4 = 0{,}04$	$l_5 = 0{,}11$	$l_6 = 0{,}11$
K, Н · м	0,15	0,06	0,34	0,58	0,52	0,67	0,67
Z, Н · м · с	85	278	512	754	540	905	91
$v_ф$, м/с	243	1180	640	138	192	115	550
V, м/с	9	50	13	1,85	3,57	1,46	278
R (участок l_i—l_{i-1})	—	0,53 (l_0—l_1)	0,3 (l_1—l_2)	0,19 (l_2—l_3)	0,17 (l_3—l_4)	0,25 (l_4—l_5)	0,82 (l_5—l_6)

Таблица 2

Значения динамических нагрузок на выходном вале (участок l_6) от прохождения бегущих волн деформации на различных передачах

Частота вращения вала, момент	ЗХ	I	II	III	IV	V
n = 1600 мин$^{-1}$, M = 520 Н · м	1,29	1,57	1,26	1,05	1,04	1,005
n = 2800 мин$^{-1}$, M = 473 Н · м	1,18	1,28	1,09	1,015	1,005	1,0

Таблица 3

Значения динамических нагрузок на участках промежуточного вала на первой передаче и передаче заднего хода

Частота вращения вала, момент	l_0	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5
n = 1600 мин$^{-1}$, M = 520 Н · м	2,3	1	1,96	5,2	3,57	5,85
n = 2800 мин$^{-1}$, M = 473 Н · м	2,3	1	1,96	5,2	3,74	8,0

ловиях реализации максимальной скорости примерно на 0,5÷23 % практически на всех передачах (табл. 2).

Кроме того, последующие расчеты показали, что нагрузка на вале КП при работе на первой передаче и режиме заднего хода больше по сравнению с нагрузкой на четвертой и пятой передачах (табл. 3). Так, например, на первой передаче и высокоскоростном режиме (n = = 2800 мин$^{-1}$ и $M_{кр}$ = 473 Н · м) по сравнению с режимом максимального крутящего момента (n = 1600 мин$^{-1}$ и $M_{кр}$ = 520 Н · м) нагрузка выше на элементах длиной l_5 и l_4 соответственно в 1,37 и 1,05 раз (см. табл. 3). На остальных участках промежуточного вала нагрузки одинаковы.

На режиме заднего хода нагрузка на всех элементах соответствует нагрузке на тех же участках промежуточного вала, что при работе на первой передаче.

Если принять значения нагрузки на участке l_1 промежуточного вала за номинальное, то в случае неограниченной мощности энергетической установки максимальная нагрузка будет превышать номинальную на различных участках: на l_5 — в 8 раз; l_3 — в 5,2 раза; l_4 — в 3,74; l_0 — в 2,3; l_2 — в 1,96 раз (см. табл. 3).

Для снижения нагруженности наиболее эффективно использование варьирования моментов инерции маховых масс зубчатых передач. В частности отметим, что снижение моментов инерции четвертой передачи ($J_{3,4}$) приведет к уменьшению динамики на участках l_0, l_2—l_5 (кроме участка l_1) в n раз и в $\sqrt{n}$ раз на участках l_0, l_2 и l_3 при работе на первой передаче и режиме заднего хода. Дальнейшее снижение динамической нагрузки можно получить уменьшением моментов инерции зубчатых колес второй передачи ($J_{9,10}$) в n раз, это снизит нагруженность в $\sqrt{n}$ раз: на первой передаче на участках l_0, l_2—l_4; на режиме заднего хода на участках l_0, l_2 и l_3.

Аналогично можно снизить нагруженность на всех участках первичного и промежуточного валов до уровня нагруженности участка l_1. Снижение нагруженности на участке длиной l_1 потребует изменения величины момента инерции J_{13} (см. рисунок).

Таким образом, исследование динамической нагрузки валов показало, что выбранную заводом кинематическую схему следует признать наиболее рациональной, так как при изменении положения рядов зубчатых пар уровень динамической нагрузки останется неизменным, и наибольшие значения будут наблюдаться на более скоростных передачах, а не на первой передаче или передаче заднего хода.

Исследование нагруженности валов КП в связи с наличием в упругой системе существенных потоков волновой энергии на различных режимах работы позволяет уменьшить расход материала в конструкции, что снижает динамическую нагрузку как от прохождения бегущих волн деформации, так и от их отражения от границ сопряженных участков.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Крауфорд Ф.** Волны. М.: Наука, 1976. 528 с.
2. **Артоболевский И. И., Бобровницкий Ю. И., Генкин М. Д.** Введение в акустическую динамику машин. М.: Наука, 1979. 295 с.
3. **Зябликов В. М., Смирнов В. Ф.** Оптимальное построение механических систем и гашение динамических нагрузок // Вестник машиностроения. 1995. № 10. С. 3—8.
4. .**Зубарев А. А.** Автомобиль ЗИЛ-130. М.: Изд-во ДОСААФ, 1968. 192 с.
5. **Порядков В. И.** Динамика скрепленных элементов конструкции // Вестник машиностроения. 2003. № 11. С. 17—18.

УДК 621.822.72:62-182.8

Г. Ф. ТЮТИКОВ, канд. техн. наук, Р. Е. МАРТЫНОВ (Пензенский ГУ)

Неполная взаимозаменяемость подшипниковых втулок при запрессовке в корпусные детали

Рассмотрены вопросы неполной взаимозаменяемости подшипников скольжения, выполненных в виде втулок, устанавливаемых по посадкам с натягом в корпусные детали. Задача решена как для упругого, так и для упругопластического состояния деталей соединения.

Incomplete interchangeability of slide bearings manufactured in the form of a bush pinched fit in the base members is considered. The task is solved both for elastic and elastic-plastic states of the junction pieces.

Широкое применение в машиностроительных конструкциях подшипников скольжения, выполненных в виде втулок из антифрикционных материалов и запрессованных в корпусные детали или напрессованных на валы, определяет необходимость их взаимозаменяемости. В машиностроении взаимозаменяемость подшипниковых втулок, как правило, обеспечивается только по тем размерам, по которым происходит их запрессовка. Требуемые поля допусков в сопряжении с зазором по внутреннему или внешнему диаметру подшипниковой втулки обеспечиваются дополнительной механической обработкой (пригонкой) после запрессовки втулок. Автоматизированная конвейерная сборка, особенности сборки тяжелых машин, требования ремонта и другие факторы исключают пригоночные работы и обуславливают необходимость разработки методологии взаимозаменяемости подобных соединений.

В работе [1] дан анализ условий, при которых обеспечивается полная взаимозаменяемость подшипниковых втулок. На рис. 1 показаны поля допусков в соединении с зазором по внутреннему диаметру втулки до и после запрессовки ее в корпус.

На рисунке видно, что в процессе запрессовки происходит "усадка" втулки, т. е. уменьшается ее внутренний диаметр на величину параметра Δ. Значение параметр Δ непостоянно и изменяется в зависимости от колебаний натяга в соединении с корпусом и колебаний механических свойств, определяющих радиальную податливость корпуса и втулки. Техническими требованиями на изготовление корпуса, подшипниковой втулки и вала, сопрягаемого с внутренним диаметром втулки

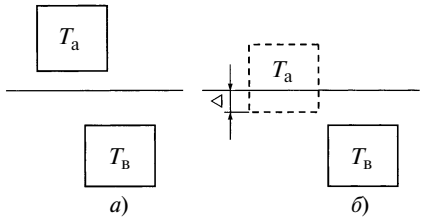


Рис. 1. Поля допусков в соединении втулка—вал до (*а*) и после (*б*) запрессовки втулки в корпус

при посадке с зазором, поля допусков должны предусматриваться таким образом, чтобы с учетом рассеяния значений параметра усадки втулки (Δ) в соединении с валом обеспечивались зазоры, определяемые требованиями функциональной взаимозаменяемости. Если рассматривать в качестве компенсатора радиальной усадки втулки поле допуска сопрягаемого с ней вала, то допуски на вал по условию полной взаимозаменяемости должны удовлетворять условию [1]:

$$T_в \leqslant (S_{max} - S_{min}) - (\Delta_{max} - \Delta_{min}) - T_а, \qquad (1)$$

где $T_а$ и $T_в$ — допуски соответственно на диаметр отверстия втулки и диаметр вала; S_{min}, S_{max} — минимальный и максимальный зазоры соответственно.

В том случае, когда в качестве компенсатора радиальной деформации втулки при запрессовке принято поле допуска на ее внутренний диаметр, полная взаимозаменяемость деталей соединения с зазором будет обеспечиваться при выполнении неравенства:

$$T_а \leqslant (S_{max} - S_{min}) - (\Delta_{max} - \Delta_{min}) - T_в. \qquad (2)$$

В рассматриваемом соединении полная взаимозаменяемость втулки по наружному и внутреннему диаметрам может быть обеспечена как требованиями, предъявляемыми к полям допусков в соединении с зазором, так и требованиями, предъявляемыми к полям допусков в соединении с натягом.

Анализ условий (1) и (2) показал, что при достаточной значимости параметра ($\Delta_{max} - \Delta_{min}$) правая часть этих неравенств может быть мала, что определяет высокие требования к точности изготовления детали-компенсатора. Так, например, для того чтобы обеспечить полную взаимозаменяемость бронзовой втулки, запрессовываемой в чугунный корпус с посадкой 46H6/s6, в соединении с зазором по внутреннему диаметру с валом с посадкой, при которой зазоры должны соответствовать посадке 38H8/e8, то вал по условию (1) должен иметь допуск $T_в \leqslant 0{,}013$ мкм.

Снижение требований к точности изготовления сопрягаемых размеров можно обеспечить использованием принципов неполной взаимозаменяемости, который в данном случае предполагает учет характера вероятности распределения составляющих и замыкающих звеньев рассматриваемой размерной цепи, состоящей из следующих звеньев: 1) размер вала в соединении с зазором; 2) размер втулки в соединении с зазором; 3) размер корпуса в соединении с натягом; 4) размер втулки в соединении с натягом.

Рассеяние значений указанных размеров при чистовых методах обработки (точение, шлифование, развертывание, протягивание и т. д.), как правило, подчиняется закону Гаусса [2], в соответствии с которым вероятность появления значений, примыкающих к предельно

допустимым (граничным) значениям, незначительна. Следовательно, вероятность возникновения ситуации, когда при сборке рассматриваемого узла все четыре размера будут иметь предельные неблагоприятные значения, крайне мала.

При вероятностном подходе поле допуска на замыкающее звено (допуск компенсатора) в размерной цепи определяется формулой

$$T_Z = \frac{1}{k_Z}\sqrt{\Sigma A_i k_i T_i},$$

где T_Z и T_i — допуски соответственно на замыкающее и составляющие звенья; A_i — передаточные коэффициенты составляющих звеньев; k_i и k_Z — коэффициенты относительного рассеяния (коэффициенты риска) соответственно замыкающего и составляющих звеньев.

Для данной размерной цепи передаточные коэффициенты $A_i = 1$. Коэффициент k_Z зависит от характера рассеяния значений размера замыкающего звена. Так как законы распределения значений размеров наружных и внутренних цилиндрических поверхностей в основном подчиняются закону Гаусса, а также учитывая то обстоятельство, что число звеньев, составляющих размерную цепь, равно четырем, то можно принять $k_Z = 1$.

Для того чтобы располагать точными значениями коэффициента k_Z, необходимо оценить закон распределения отклонений размеров замыкающего звена путем суперпозиции кривых распределения вероятности отклонений размеров составляющих звеньев. Расчеты показали, что проведенное таким образом уточнение значения коэффициента k_Z не привело к существенному повышению точности расчета допуска T_Z. Разница результатов расчетов по упрощенной и точной методикам составила 2÷5 %.

Значения коэффициента k и соответствующие риски выхода значений за установленные предел приведены в табл. 1.

Принимая для каждого из четырех звеньев цепи коэффициент $k = 1{,}52$, получим вероятность выхода размеров за установленные границы $p = 0{,}05$. Учитывая независимость получения размеров составляющих звеньев при сборке, приходим к выводу, что вероятность сборки узла с зазорами (в соединении с зазором по внутреннему диаметру втулки), значения которых выходят за установленные пределы, составляет менее $1 \cdot 10^{-4}$, что вполне допустимо в области общего машиностроения. Полученные результаты позволяют значительно снизить требования к точности звена-компенсатора по сравнению с результатами, получаемыми из выражений (1) и (2).

Уравнение компенсации (1) можно представить в виде:

$$T_а' + T_в' = T_а + T_в - \omega_\Delta,$$

где $T_а'$ и $T_в'$ — допуски на диаметры соответственно отверстия втулки и вала после запрессовки; ω_Δ — статистический размах диаметра отверстия втулки вследствие "усадки" в процессе запрессовки.

Статистический подход с позиций неполной взаимозаменяемости позволяет увеличить суммарный допуск на компенсацию ($T_а' + T_в'$) на величину приращения T^*, которую можно рассчитать по формуле

$$T^* = \sqrt{T_а^2 k_а^2 + T_в^2 k_в^2 + \omega_\Delta^2 k_\Delta^2} - \sqrt{T_а^2 + T_в^2 + \omega_\Delta^2}.$$

Приняв для упрощения $k_а = k_в = k_\omega$, получим:

$$T^* = (k - 1)\sqrt{T_а^2 + T_в^2 + \omega_\Delta^2}. \quad (3)$$

Полный суммарный допуск на диаметр отверстия втулки и диаметр вала с учетом запрессовки втулки в корпус будет определяться равенством

$$T_а' + T_в' = T^* + T_а + T_в - \omega_\Delta. \quad (4)$$

Принимая в качестве компенсатора допуск на отверстие втулки, получим (при $T_в = T_в'$):

$$T_а' = T^* + T_в - \omega_\Delta. \quad (5)$$

Рассмотрим узел, в котором втулка напрессовывается на вал, а соединение с зазором предусмотрено по наружному диаметру втулки. Тогда приращение допуска на компенсацию будет рассчитываться по формуле

$$T^* = (k - 1)\sqrt{T_к^2 + T_{вт}^2 + \omega_\Delta^2}.$$

В этом случае выражение (5) примет вид:

$$T_к' + T_{вт}' = T^* + T_{вт} + T_к - \omega_\Delta, \quad (6)$$

где $T_к'$ и $T_{вт}'$ — допуски соответственно на отверстие корпуса, в который устанавливается вал с напрессованной втулкой, и наружный диаметр втулки с учетом напрессовки втулки на вал; $T_к$ и $T_{вт}$ — допуски соответственно на отверстие корпуса и наружный диаметр втулки до запрессовки.

Для определения положения поля допуска компенсатора необходимо найти координату середины этого поля допуска. В общем случае для замыкающего звена (компенсатора) рассматриваемой цепи имеем:

$$\Delta_Z = \Sigma(\Delta_i + \alpha_i T_i) - \alpha_Z T_Z,$$

где Δ_i и Δ_Z — координаты середин полей допусков соответственно составляющих и замыкающего звеньев;

Таблица 1

Значения коэффициента *k* при различных рисках

Риск, %	0,02	0,05	0,1	0,2	0,5	1	1,5	2	3	4	5	8	10
k	0,81	0,86	0,91	0,97	1,06	1,16	1,23	1,29	1,38	1,46	1,52	1,71	1,82

α_i и α_Z — коэффициенты относительной асимметрии полей рассеяния соответственно составляющих и замыкающего звеньев.

При расположении кривых рассеяния, близком к симметричному, координата середины поля допуска компенсатора равна алгебраической сумме координат середин полей допусков составляющих звеньев:

$$\Delta_Z = \Sigma\Delta_i. \quad (7)$$

При соединении с зазором по внутреннему диаметру запрессовываемой в корпус втулки, принимая в качестве компенсатора допуск на диаметр вала, сопрягаемого с втулкой, в соответствии с равенством (7) получим координату середины поля допуска вала. Она должна быть смещена относительно положения, которое определяется без учета запрессовки втулки на величину среднего значения параметра Δ в направлении приращения диаметра втулки в процессе запрессовки.

Таким образом, новое положение координаты середины поля допуска для вала будет:

$$\Delta_в^* = \Delta_в - \Delta_{ср}.$$

Если компенсатором служит допуск на втулку, то координата середины поля допуска для втулки с учетом ее последующей запрессовки должна удовлетворять условию:

$$\Delta_а^* = \Delta_а + \Delta_{ср}. \quad (8)$$

Для узла, где втулка напрессовывается на вал, а соединение с зазором предусмотрено между наружным диаметром втулки и отверстием в корпусе, положение координаты середины поля допуска на диаметр отверстия в корпусе (в случае, если указанный допуск выбран в качестве компенсатора) с учетом деформации втулки при напрессовке определяется равенством $\Delta_к^* = \Delta_к + \Delta_{ср}$.

В случае, если компенсатором служит допуск на втулку, положение середины поля допуска определяется условием $\Delta_{вт}^* = \Delta_{вт} - \Delta_{ср}$.

Можно предусмотреть одновременное смещение середин полей допусков компенсатора и сопрягаемой детали так, чтобы суммарное смещение было равно $\Delta_{ср}$. Например, если соединение с зазором предусмотрено по внутреннему диаметру втулки, положение координаты середины ее поля допуска можно определить выражением $\Delta_а^* = \Delta_а + 0{,}5\Delta_{ср}$.

При этом координата середины поля допуска, сопрягаемого с втулкой вала, будет:

$$\Delta_в^* = \Delta_в - 0{,}5\Delta_{ср}.$$

В рассматриваемом соединении удобно изготовлять втулку по внутреннему отверстию в системе вала, а вал — по наружному диаметру в системе отверстия.

Статистический размах ω_Δ колебания значений диаметра втулки вследствие "усадки" при ее запрессовке [см. формулы (3)—(6)] должен определяться путем построения статистических диаграмм рассеяния параметра Δ, так как величина усадки зависит не только от значения натяга, но и от механических характеристик материалов втулки и корпуса, состояния поверхностей контактирования и других факторов. Получение таких диаграмм опытным путем для достаточно генерализованных выборок по свойствам материалов, размерам и прочего является весьма трудоемкой задачей. Если принять во внимание то обстоятельство, что доминирующим фактором является натяг, то в первом приближении параметр ω_Δ можно определить как разницу между максимальным и минимальным значениями: $\omega_\Delta = \Delta_{max} - \Delta_{min}$.

Вычисления следует выполнять с помощью формул, предложенных в работе [1], подставляя соответственно максимальные и минимальные значения натяга при постоянных механических свойствах материалов. Однако, как показали результаты исследований, такой подход обеспечивает для параметра ω_Δ погрешность в 12÷21 %, что обусловлено колебанием механических свойств материа-

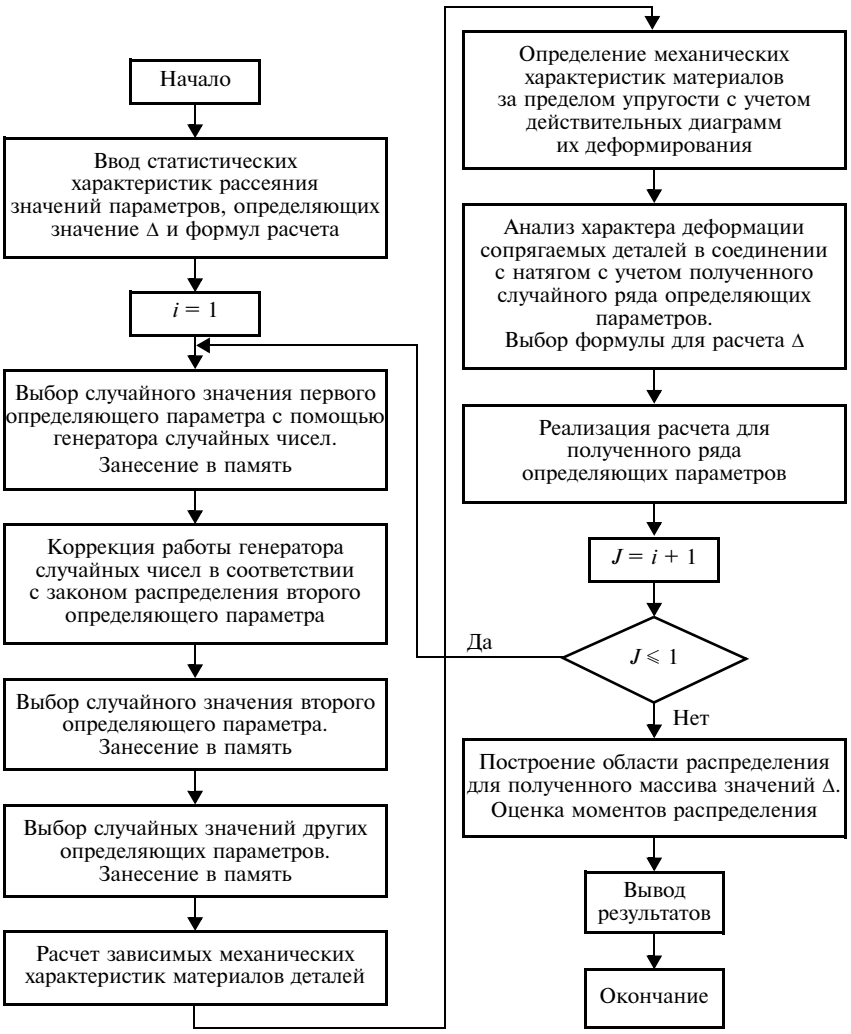


Рис. 2. Алгоритм моделирования полей рассеяния

Таблица 2

Статистическое распределение значений определяющих параметров (закон рассеяния по Гауссу)

Параметр, единица измерения	Статистическое распределение		
	Математическое ожидание	Среднеквадратическое отклонение	Коэффициент относительной асимметрии поля рассеяния
Посадочный диаметр корпуса, мм	$4{,}6007 \cdot 10$	$2{,}3333 \cdot 10^{-3}$	$-5{,}56 \cdot 10^{-2}$
Посадочный диаметр втулки, мм	$4{,}6005 \cdot 10^{-3}$	$2{,}8333 \cdot 10^{-3}$	$7{,}06 \cdot 10^{-2}$
Внутренний диаметр втулки $d_а$ мм	$3{,}8017 \cdot 10$	$6{,}1667 \cdot 10^{-3}$	$6{,}76 \cdot 10^{-2}$
Предел текучести бронзы БрОС5-25 $\sigma_т$, МПа	$8{,}372 \cdot 10$	2,163	$-1{,}25 \cdot 10$
Предел текучести чугуна СЧ25 $\sigma_т$, МПа	$2{,}590 \cdot 10^{2}$	4,833	$5{,}62 \cdot 10^{-2}$
Деформация, соответствующая пределу текучести бронзы БрОС5-25 $\varepsilon_т$, МПа	$1{,}059 \cdot 10^{-3}$	$2{,}166 \cdot 10^{-5}$	$3{,}07 \cdot 10^{-2}$
Деформация, соответствующая пределу текучести чугуна СЧ25 $\varepsilon_т$, МПа	$1{,}338 \cdot 10^{-3}$	$1{,}667 \cdot 10^{-5}$	$1{,}30 \cdot 10^{-1}$
Предел прочности при растяжении бронзы БрОС5-25 $\sigma_в$, МПа	$1{,}230 \cdot 10^{2}$	2,083	$8 \cdot 10^{-2}$
Параметр упрочнения бронзы БрОС5-25 λ, МПа	$9{,}58 \cdot 10^{-1}$	2,333-10"2	$1{,}07 \cdot 10^{-1}$

лов сопрягаемых деталей, размеров и параметров контактирующих поверхностей.

В данном случае задача получения статистически достоверных областей распределения величины радиальной деформации (усадки) втулки решается методом Монте-Карло, в котором в качестве аппарата моделирования вероятностной ситуации появления используется радиальная деформация запрессовываемой втулки в зависимости от изменяющихся значений определяющих параметров, входящих в расчетные формулы [1].

Алгоритм процесса моделирования полей рассеяния значений параметров представлен на рис. 2. В качестве примера рассмотрим статистическое моделирование полей рассеяния значений радиальной деформации втулки по внутреннему диаметру при ее запрессовке в чугунный корпус. Бронзовая втулка (БрОС5-25) с наружным диаметром 46 мм, запрессовывается в чугунный корпус (СЧ25) с натягом 46Н6/s6 (N_{max} = 59 мкм; N_{min} = 27 мкм). Детерминированный подход к определению значений радиальной деформации для данного примера рассмотрен в работе [1].

Для статистического моделирования значений радиальной деформации необходимо располагать характеристиками полей рассеяния параметров, входящих в формулы для расчета радиальной деформации. Характеристики рассеяния свойств материалов взяты из материалов входного контроля металла, поставляемого на завод (табл. 2).

Механические характеристики материалов деталей соединения определяются по известным параметрам (например, модуль упругости E как $\sigma_т/\varepsilon_т$). За пределом упругости механические характеристики материалов скорректированы с учетом построения действительных диаграмм деформирования.

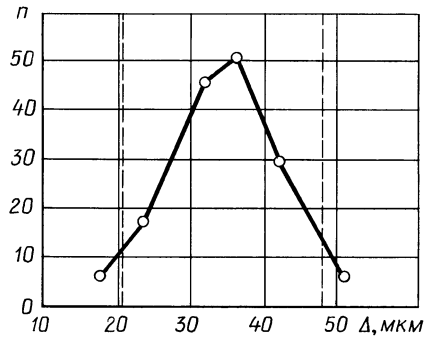


Рис. 3. Область распределения значений радиальной деформации втулки по внутреннему диаметру при ее запрессовке в корпус

Область распределения значений радиальной деформации втулки по внутреннему диаметру при ее запрессовке в корпус получена путем статистического моделирования с помощью ЭВМ по предложенной методике и построена по результатам 230 расчетов (рис. 3).

Ее анализ показал, что полученное поле рассеяния значений радиальной деформации превышает расчетный диапазон $\Delta_{max} \div \Delta_{min}$, полученный по формулам работы [1], с учетом их стандартных и номинальных значений. Разница составила 23 %. Полученное поле рассеяния значений радиальной деформации позволяет рассчитать допуск компенсатора.

Примем, что после запрессовки втулки в корпус между внутренней поверхностью и валом должен быть зазор: посадка 38Н8/е8. Поле допуска на отверстие втулки по восьмому квалитету $T_а$ = 39 мкм, допуск на диаметр вала по е8: $T_в$ = 39 мкм. Примем для каждого составляющего звена коэффициент k = 1,29, что соответствует 2 % риска.

Определим величину приращения по формуле (3):

$$T^* = (1{,}29 - 1)\sqrt{1521 + 1521 + 1024} = 28 \text{ мкм}.$$

Используем в качестве компенсатора допуск на внутренний диаметр втулки, рассчитанный по формуле (5):

$$T'_а = 28 + 39 - 32 = 35 \text{ мкм}.$$

Координату середины поля допуска находим по формуле (8): $\Delta^*_а$ = 38,0195 + 0,035 = 38,055 мкм.

Следовательно, внутренний диаметр втулки должен быть задан размером $\varnothing 38 \frac{+0{,}072}{+0{,}037}$ (в системе вала).

Сравнение результатов расчетов, полученных по принципу полной взаимозаменяемости [1] и по предложенной методике, показало, что требования по точности к замыкающему звену-компенсатору в последнем случае существенно ниже.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Мартынов Р. Е., Тютиков Г. Ф.** Взаимозаменяемость втулок при запрессовке в корпусные детали // Всероссийская научн.-практ. конф. "Технологическое обеспечение качества машин и приборов". Пенза: 2005. С. 53—55.

2. **Дунаев П. Ф.** Размерные цепи. М.: Машгиз, 1963. 308 с.

УДК 001.8:539.3

А. Е. ЦЫБУЛЬКО, Е. А. РОМАНЕНКО, П. Н. КОЗЛОВ
(АО "Новокраматорский машиностроительный завод", г. Краматорск)

Оценка прочности конструкций по натуральному критерию предельного состояния материалов

Предложена методика оценки прочности конструкций по натуральному критерию предельного состояния материалов, использование критерия способствует экономичному расходу материалов при проектировании конструкций без снижения их надежности.

Structural strength estimation procedure by natural criterion of material limiting state is suggested. The criterion application provides economical material consumption at structural design, design reliability does not decrease.

Одной из основных задач инженерного расчета является оценка прочности конструкций по напряженному состоянию материала, т. е. определение главных напряжений σ_1, σ_2, σ_3. Простейшие случаи — одноосное растяжение или одноосное сжатие, где условия прочности имеют вид: $\sigma_1 \leqslant [\sigma_p]$; $\sigma_3 \leqslant [\sigma_c]$, здесь $[\sigma_p]$ и $[\sigma_c]$ — допускаемые напряжения соответственно при растяжении и сжатии.

В случае сложного напряженного состояния, когда два или три главных напряжения не равны нулю, предельное (опасное) состояние для материала устанавливается по эквивалентным напряжениям $\sigma_{экв}$ критериев прочности [1—4].

Для оценки прочности конструкций можно рекомендовать **натуральный критерий предельного состояния материалов** (НКПСМ), который вытекает из теории прочности для широкого спектра изотропных материалов, представленных в работе [4]. НКПСМ учитывает физическую природу деформаций (сдвиг, отрыв) и величину всех трех главных напряжений. Эквивалентные напряжения для НКПСМ будут иметь вид:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_{экв} &= \sqrt{k_1\tau_\nu^2 + k_2\sigma_\nu^2} \leqslant [\sigma_p] \text{ при } \sigma_\nu \geqslant 0; \\ \sigma_{экв} &= \sqrt{k_1\tau_\nu^2 + k_3\sigma_\nu^2} \leqslant [\sigma_p] \text{ при } \sigma_\nu \leqslant 0. \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

Здесь:

$$\left.\begin{aligned} k_1 &= \frac{3}{2}\,\frac{(2+\chi^2)^2}{4-\chi^2}; \quad k_2 = \frac{(2+\chi^2)^2}{4-\chi^2}(1-\chi^2); \\ &\frac{1}{4}\,\frac{(2+\chi^2)^2}{4-\chi^2} \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

— коэффициенты, зависящие от свойства материала и определяющие сопротивления касательным и нормальным напряжениям (здесь

$$\chi = \sigma_p/\sigma_c,\ 0 < \chi \leqslant 1 \quad (3)$$

— характеристики хрупкопластических свойств материала); σ_ν, τ_ν — функции соответственно нормальных и касательных напряжений на опасной площадке с нормалью ν:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_\nu &= \sigma_1\cos^2\alpha_1 + \sigma_2\cos^2\alpha_2 + \sigma_3\cos^2\alpha_3; \\ \tau_\nu &= \sqrt{(\sigma_1\cos\alpha_1)^2 + (\sigma_2\cos\alpha_2)^2 + (\sigma_3\cos\alpha_3) - \sigma_\nu^2}, \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

где $\cos\alpha_1$, $\cos\alpha_2$, $\cos\alpha_3$ — направляющие косинусы нормали ν:

$$\left.\begin{aligned} \cos\alpha_1 &= \frac{2\sigma_1 - \chi(\sigma_2+\sigma_3)}{\sqrt{2[(2+\chi^2)(\sigma_1^2+\sigma_2^2+\sigma_3^2) - \chi(4-\chi)(\sigma_1\sigma_2+\sigma_2\sigma_3+\sigma_3\sigma_1)]}}; \\ \cos\alpha_2 &= \frac{2\sigma_2 - \chi(\sigma_1+\sigma_3)}{\sqrt{2[(2+\chi^2)(\sigma_1^2+\sigma_2^2+\sigma_3^2) - \chi(4-\chi)(\sigma_1\sigma_2+\sigma_2\sigma_3+\sigma_3\sigma_1)]}}; \\ \cos\alpha_3 &= \frac{2\sigma_3 - \chi(\sigma_1+\sigma_2)}{\sqrt{2[(2+\chi^2)(\sigma_1^2+\sigma_2^2+\sigma_3^2) - \chi(4-\chi)(\sigma_1\sigma_2+\sigma_2\sigma_3+\sigma_3\sigma_1)]}}, \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

α_1, α_2, α_3 — углы, которые составляет нормаль ν с направлениями главных напряжений σ_1, σ_2, σ_3.

При известных значениях главных напряжений σ_1, σ_2, σ_3 и предельных напряжений при одноосном растяжении σ_p и сжатии σ_c, предлагается следующая методика вычислений по НКПСМ при различных деформациях.

I. При чистом сдвиге ($\sigma_1 = \tau_к$, $\sigma_2 = 0$, $\sigma_3 = -\tau_к$):

1. Определяем параметр хрупкопластических свойств материала по формуле (3).

2. Определяем направляющие косинусы нормали ν опасной площадки по формулам (5): $\cos\alpha_1 = \frac{1}{\sqrt{2}}$; $\cos\alpha_2 = 0$; $\cos\alpha_3 = -\frac{1}{\sqrt{2}}$.

3. Определяем функции нормальных и касательных напряжений на опасной площадке с нормалью ν по формулам (4): $\sigma_\nu = 0$; $\tau_\nu = \tau_к$.

4. Находим коэффициент, зависящий от свойств материала, из выражений (2): $k_1 = \frac{3}{2}\,\frac{(2+\chi^2)^2}{4-\chi^2}$.

5. Определяем эквивалентные напряжения, в данном случае допускаемые напряжения при чистом сдвиге, из выражений (1):

$$[\tau_к] = \sqrt{\frac{2}{3}}\,\frac{\sqrt{4-\chi^2}}{2+\chi^2}\,[\sigma_р]. \qquad (6)$$

При $\chi = 1$ (идеально пластическое состояние материала) $[\tau_к] = \frac{\sqrt{2}}{3}[\sigma_р] = 0{,}471[\sigma_р]$. Это соответствует предельному значению октаэдрического касательного напряжения ($\tau_{окт} = 0{,}471\sigma_т$) [5] и критическому напряжению сдвига ($\tau_{кр} = 0{,}471\sigma_{0,2}$) [6].

При $\chi \approx 0$ (идеально хрупкое состояние материала) $[\tau_к] = \sqrt{\frac{2}{3}}[\sigma_р] = 0{,}816[\sigma_р]$. Это соответствует величине радиуса ρ предельной поверхности, полученной по энергетическому критерию прочности ($\rho = 0{,}816\sigma_т$) [5] и практически совпадает с результатом опытов Баха для предельного касательного напряжения ($\tau_{пр} = 0{,}8\sigma_т$) [7].

II. При всестороннем растяжении ($\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = p$):

1. $\chi = \sigma_р/\sigma_с$.
2. $\cos\alpha_1 = \cos\alpha_2 = \cos\alpha_3 = 1/\sqrt{3}$.
3. $\sigma_\nu = p > 0$; $\tau_\nu = 0$.
4. $k_2 = \frac{(2+\chi^2)^2}{4-\chi^2}(1-\chi^2)$.
5. $[p] = \frac{1}{2+\chi^2}\sqrt{\frac{4-\chi^2}{1-\chi^2}}\,[\sigma_р]$;

$$\chi \to 1\colon [p] \to \infty,$$
$$\chi \to 0\colon [p] \to [\sigma_р].$$

III. При всестороннем сжатии ($\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = -p$):

1. $\chi = \sigma_р/\sigma_с$.
2. $\cos\alpha_1 = \cos\alpha_2 = \cos\alpha_3 = -1/\sqrt{3}$.
3. $\sigma_\nu = -p < 0$; $\tau_\nu = 0$.
4. $k_3 = \frac{1}{4}\frac{(2+\chi^2)^2}{4-\chi^2}(1-\chi^2)\chi^2$.
5. $[p] = \frac{2}{(2+\chi^2)\chi}\sqrt{\frac{4-\chi^2}{1-\chi^2}}\,[\sigma_р]$;

$$\chi \to 1\colon [p] \to \infty;$$
$$\chi \to 0\colon [p] \to \infty.$$

НКПСМ непосредственно определяет величину предельных нормальных σ_ν и касательных τ_ν напряжений на поверхности разрушения (опасной площадке с нормалью ν) для широкого спектра материалов.

IV. При простом растяжении ($\sigma_1 \neq 0$, $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$):

1. $\chi = \sigma_р/\sigma_с$.
2. $\cos\alpha_1 = 2/\sqrt{2(2+\chi^2)}$.
3. $[\sigma_\nu] = \frac{2}{2+\chi^2}[\sigma_р]$.
4. $[\tau_\nu] = [\tau_р] = \frac{\sqrt{2}\chi}{2+\chi^2}[\sigma_р]$. (7)

Особый интерес представляет отношение касательных напряжений при кручении $[\tau_к]$ и растяжении $[\tau_р]$:

$$\frac{[\tau_к]}{[\tau_р]} = \frac{1}{\sqrt{3}}\,\frac{\sqrt{4-\chi^2}}{\chi}.$$

В пластической области $[\tau_к]/[\tau_р] = 1$, когда $\chi = 1$, что практически совпадает с экспериментальными результатами, полученными из опытов Роша и Эйхингера [1]: $\tau_к^0/\tau_р^0 = 1{,}04$.

Проверим достоверность оценки прочности по НКПСМ на классических примерах [5].

Пример 1. На кубик с ребрами 1 мм, вырезанный в центре той площадки, через которую передается давление колеса на рельс, действуют сжимающие главные напряжения: $\sigma_1 = -800$ МПа, $\sigma_2 = -900$ МПа, $\sigma_3 = -1100$ МПа; $\sigma_р = \sigma_с$. Проведем расчет по НКПСМ эквивалентного напряжения:

по критерию наибольших нормальных напряжений:
$\sigma_{экв} = |\sigma_3| = 1100$ МПа;

по критерию наибольших деформаций:
1) $\mu = 0{,}3$ — коэффициент Пуассона;
2) $\sigma_{экв} = |[\sigma_3 - \mu(\sigma_2 + \sigma_1)]| = 590$ МПа;

по критерию наибольших касательных напряжений:
$\sigma_{экв} = (\sigma_1 - \sigma_3) = 300$ МПа;

по энергетическому критерию:
$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)} =$
$= 264$ МПа;

по натуральному критерию:
1) $\chi = 1$;
2) $\cos\alpha_1 = 0{,}6172$, $\cos\alpha_2 = 0{,}1543$, $\cos\alpha_3 = -0{,}7715$;
3) $\sigma_\nu = -981$ МПа < 0, $\tau_\nu = 145$ МПа;
4) $k_1 = 9/2$, $k_3 = 0$;
5) $\sigma_{экв} = \sqrt{k_1\tau_\nu^2 + k_3\sigma_\nu^2} = 307$ МПа.

Расхождение результатов расчетов по энергетическому и натуральному критериям составляет

$$\Delta = \frac{307-264}{307}100 = 14\ \%.$$

Так как для обычной рельсовой стали (65Г) предел текучести $\sigma_т = 430$ МПа, то лишь три последних критерия указывают на то, что напряжения находятся в допускаемых пределах, что подтверждается и опытом эксплуатации рельсового пути.

Пример 2. На гранях элемента, вырезанного из цилиндрической стенки резервуара, действуют главные напряжения $\sigma_1 = 150$ МПа, $\sigma_2 = 75$ МПа, $\sigma_3 = 0$, $\sigma_р = \sigma_с$. Резервуар изготовлен из стали Ст3. Допускаемое напряжение на растяжение $[\sigma_р] = 160$ МПа. Проверим прочность стенки:

по энергетическому критерию:
$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)} =$
$= 129{,}9$ МПа $< [\sigma_р] = 160$ МПа;

по натуральному критерию:
1) $\chi = 1$;
2) $\cos\alpha_1 = 0{,}5774$, $\cos\alpha_2 = 0$, $\cos\alpha_3 = -0{,}5774$;

3) $\sigma_v = 50$ МПа > 0, $\tau_v = 70$ МПа;
4) $k_1 = 9/2$, $k_2 = 0$;
5) $\sigma_{экв} = \sqrt{k_1\tau_v^2 + k_3\sigma_v^2} = 148{,}5$ МПа $< [\sigma_p] = 160$ МПа.

Расхождение результатов расчетов составляет:

$$\Delta = \frac{148{,}5 - 129{,}9}{148{,}5} 100 \approx 12{,}5\ \%.$$

Пример 3. В опасной точке чугунной детали на гранях элемента действуют главные напряжения: $\sigma_1 = 20$ МПа, $\sigma_2 = 0$, $\sigma_3 = -40$ МПа. Проверим прочность, если допускаемые напряжения $[\sigma_p] = 35$ МПа и $[\sigma_c] = 120$ МПа:

по критерию Писаренко—Лебедева:
1) $\chi = 0{,}2917$;
2) $\sigma_{экв} = \chi\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)} +$
$+ (1 - \chi)\sigma_1 = 29{,}6$ МПа $< [\sigma_p] = 35$ МПа;

по натуральному критерию:
1) $\chi = 0{,}2917$;
2) $\cos\alpha_1 = 0{,}5148$, $\cos\alpha_2 = 0{,}0581$, $\cos\alpha_3 = -0{,}8553$;
3) $\sigma_v = -23{,}9$ МПа < 0, $\tau_v = 26{,}5$ МПа;
4) $k_1 = 1{,}6658$, $k_3 = 00216$;
5) $\sigma_{экв} = \sqrt{k_1\tau_v^2 + k_3\sigma_v^2} = 34{,}4$ МПа $< [\sigma_p] = 35$ МПа.

Расхождение расчетов составляет:

$$\Delta = \frac{34{,}4 - 29{,}6}{34{,}4} 100 \approx 13{,}9\ \%.$$

Таким образом, предложенный натуральный критерий предельного состояния материала достоверен и определяет переход материала в предельное состояние. Его использование при расчетах позволит устанавливать минимальные запасы прочности, что будет способствовать экономичному расходу материала при проектировании конструкций без снижения их надежности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Писаренко Г. С., Лебедев А. А.** Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии. Киев: Наукова думка, 1976. 416 с.
2. **Цыбулько А. Е.** Универсальный критерий прочности, учитывающий вид напряженного состояния конструкционных материалов // Тяжелое машиностроение. 1999. № 12.
3. **Цыбулько А. Е., Козлов П. Н.** Критерий прочности изотропных материалов // Вестник машиностроения. 2005. № 11. С. 20—22.
4. **Цыбулько А. Е., Козлов П. Н.** Теория прочности широкого класса изотропных материалов при сложном напряженном состоянии // Вестник машиностроения. 2005. № 12. С. 21—24.
5. **Беляев Н. М.** Сопротивление материалов. М.: Гиттл, 1958. 856 с.
6. **Евстратов В. А.** Теория обработки материалов давлением. Харьков: Вища школа, 1981. 248 с.
7. **Тимошенко С. П.** Сопротивление материалов. Т. 2. Более сложные вопросы теории и задачи. М.: Наука, 1965. 480 с.

УДК 62-50

Г. А. МАМЕДОВ, д-р техн. наук, В. Г. МУСАЕВ, канд. техн. наук (АзТУ, г. Баку, Азербайджан)

Совмещение дискретного метода и системно-структурного анализа при решении задач для сложных динамических систем с распределенными параметрами

Предложены структурные модели на основе совмещения дискретного метода и системно-структурного анализа применительно к магистральному нефтепроводу как сложной динамической системы с распределенными параметрами.

The offered structural models are based on the combination of discrete method and system-and-structural analysis as applied to main oil pipeline, considered as distributed parameters complex dynamic system.

Интенсивное развитие различных отраслей промышленности сопровождается активным внедрением систем с распределенными параметрами со сложной технологической и геометрической топологией. К таким системам в первую очередь относятся магистральные трубопроводные системы с технологическими особенностями и иерархической структурой управления.

Многоуровневость данных систем предъявляет особые требования к тактике и стратегии управления, диагностированию ее состояния и входящих в нее объектов, идентификации их параметров, адаптации к реальным условиям эксплуатации для надежности выполнения технологических задач, предотвращения нештатных ситуаций, диагностирования. Кроме того, необходимо управление параметрами изменяющихся технологических режимов работы системы на всех уровнях иерархической структуры.

Решение этой задачи, как правило, сводилось к поддержанию параметров системы и исследованию отдельных ее объектов без учета их корреляции. Практика показала, что это искажает не только количественные характеристики, но и картины протекающих процессов. Поэтому полученные результаты были ненадежны и носили скорее рекомендательный характер, так как требовались корректирующие воздействия в каждом конкретном случае. Что касается магистральных нефтепроводных систем, то целесообразность корректирующих действий во многом зависит от профессиональных навыков операторов управления.

В настоящее время при решении задач для сложных динамических систем с распределенными параметрами широко используется совмещение дискретного метода

[1] и системно-структурного анализа [2, 3] для получения детальной и обобщенной информации о состоянии исследуемых процессов, определения путей целенаправленного синтеза структуры сложных систем и разработки методов нестационарных измерений.

Используемые сегодня схемы анализа и расчета для нефтепроводных систем базируются на дифференциальных уравнениях движения жидкости при соответствующих краевых условиях, которые позволяют вычислять стационарное давление, нестационарное давление и расход нефти. Однако этого недостаточно, так как не всегда можно провести детальный анализ происходящих физических процессов. Этот подход не позволяет решить такие задачи, как коррекция и синтез систем с заданными процессами формирования полей давления, а также некоторые задачи, связанные с управлением процессом, при котором необходимо определение постоянных коэффициентов, входящих в уравнение движения нефти [4].

В настоящей работе, предлагается совмещение дискретного метода с системно-структурным анализом и рассматривается обобщенная идеология расчета и анализа поведения сложных систем с распределенными параметрами, основанная на идентификации систем с распределенными параметрами и импульсных систем, с применением дискретного и системно-структурного метода. Кроме того, приводится разработка адаптации расчетных моделей к реальным условиям эксплуатации рассматриваемых систем.

В качестве математического аппарата используются двукратное и дискретное преобразования Лапласа. При переходе от изображения к оригиналу функций применяются рекуррентные соотношения [1].

Рабочий процесс в магистральном нефтепроводе с изменением давления в начале и конце трубы длиной l, расположенной в декартовой системе координат вдоль оси абсцисс, описывается уравнениями движения и неразрывности вида [4]:

$$\begin{cases} -\dfrac{\partial P(x,t)}{\partial x} = k_1 \dfrac{\partial G(x,t)}{\partial t} + k_3 G(x,t); \\ -\dfrac{\partial P(x,t)}{\partial t} = k_2 \dfrac{\partial G(x,t)}{\partial t}, \end{cases} \tag{1}$$

при начальных и краевых условиях:

$$P(x,t)|_{x=0} = P(0,t) = \varphi_1(t);$$

$$\left.\frac{\partial P(x,t)}{\partial x}\right|_{x=0} = \omega(x,t)|_{x=0} = \varphi_2(t),$$

где $P(x, t)$ — давление; $G(x, t)$ — расход; k_1, k_2, k_3 — постоянные коэффициенты; $\varphi_1(t)$ и $\varphi_2(t)$ — функции времени.

При решении системы уравнений (1) операторным методом, используя двукратное преобразование Лапласа, на первом этапе получим изображение для искомых функций $P(x, t)$ и $G(x, t)$ [5]. Затем с помощью обратного преобразования восстановим однократное изображение функций $P(x, t)$, $G(x, t)$ и применим дискретное преобразование Лапласа.

Решение уравнений в частных производных, найденных с помощью двукратного преобразования Лапласа, не зависит от последовательности применения прямого и обратного преобразований. Очевидно, что удачно выбранный порядок в двукратном преобразовании может значительно облегчить решение задачи [1].

Решая задачу относительно $P(x, t)$ в области изображений, получим:

$$\bar{P}(x,s) = \frac{\mathrm{ch}\gamma(l-x)}{\mathrm{ch}\gamma l}\bar{\varphi}_1(s) + \frac{\mathrm{sh}\gamma x}{\gamma \mathrm{ch}\gamma l}\bar{\varphi}_2(s).$$

Представим полученное выражение в виде суммы двух давлений:

$$\bar{P}(x,s) = \bar{P}_1(x,s) + \bar{P}_2(x,s), \tag{2}$$

где $\bar{P}_1(x,s) = \dfrac{\mathrm{ch}\gamma(l-x)}{\mathrm{ch}\gamma l}\bar{\varphi}_1(s)$, $\bar{P}_2(x,s) = \dfrac{\mathrm{sh}\gamma x}{\gamma \mathrm{ch}\gamma l}\bar{\varphi}_2(s)$.

Здесь $\bar{\gamma}(s) = \sqrt{sk_2(k_3 + sk_1)}$ — коэффициент распространения волны.

Тогда из выражения (2) для $\bar{P}_1(x, s)$ в разных сечениях трубопровода имеем:

давления:

$$\left.\begin{aligned} &\bar{p}_1(0,s) = \bar{\varphi}_1(s); \\ &\bar{p}_1(x,s) = \bar{p}_1(l,s)\mathrm{ch}\gamma(l-x); \\ &\bar{p}_1(l,s) = \bar{p}_1(0,s)\frac{1}{\mathrm{ch}\gamma l}; \end{aligned}\right\} \tag{3}$$

градиент давления:

$$\frac{\partial \bar{p}_1(x,s)}{\partial x} = -\gamma \bar{p}_1(x,s)\,\mathrm{th}\gamma(l-s); \tag{4}$$

массовая скорость:

$$\bar{G}_1(x,s) = -\frac{1}{\bar{b}_1(s)}\frac{\partial \bar{p}_1(x,s)}{\partial x}, \tag{5}$$

где $b_1(s) = \sqrt{(sk_1 + k_3)/k_2}$ — волновое сопротивление трубопровода.

Аналогично для $P_2(x, t)$ и $G_2(x, t)$, получим:

$$\left.\begin{aligned} &\bar{p}_2(0,s) = 0; \\ &\bar{p}_2(x,s) = \bar{p}_2(l,s)\frac{\mathrm{sh}\gamma x}{\mathrm{sh}\gamma l}; \\ &\bar{p}_2(l,s) = \frac{1}{\gamma}\bar{\varphi}_2(s)\,\mathrm{th}\gamma l; \end{aligned}\right\} \tag{6}$$

$$\frac{\partial \bar{p}_2(x,s)}{\partial x} = \gamma \bar{p}_2(x,s)\,\mathrm{th}\gamma x; \tag{7}$$

$$\bar{G}_2(x,s) = \frac{1}{\bar{b}_1(s)}\frac{\partial \bar{p}_2(x,s)}{\partial x}. \tag{8}$$

Выражения (2)—(8) позволяют составить структурную модель, характеризирующую динамические процессы в исследуемой системе, в виде сумм двух давлений $\bar{P}_1(x, s)$ и $\bar{P}_2(x, s)$ (рис. 1).

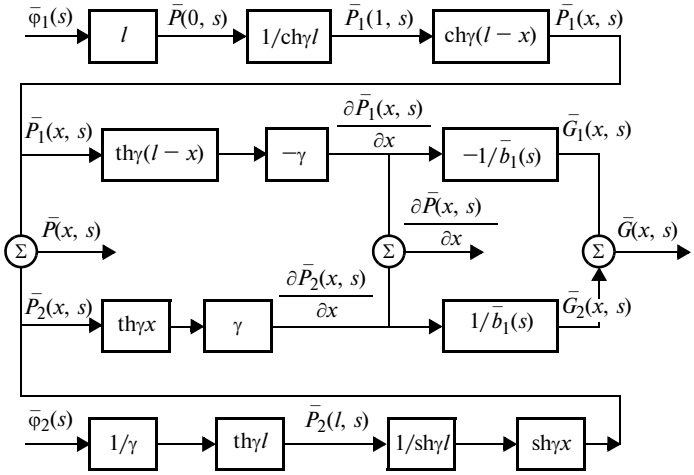


Рис. 1. Структурная модель объекта управления

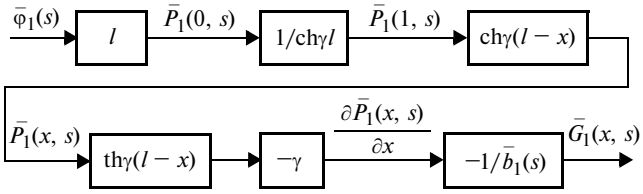


Рис. 2. Структурная модель для процесса наполнения МНП

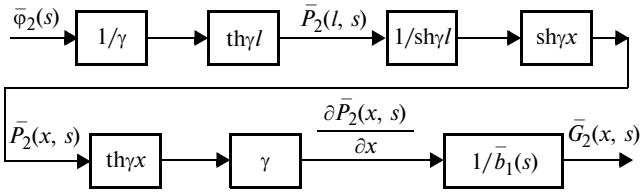


Рис. 3. Структурная модель для опорожнения нефтепровода МНП

Динамические процессы в магистральных нефтепроводах (МНП) представляют собой задачи сложных систем с распределенными параметрами.

На рис. 2 представлена упрощенная структурная модель для процесса наполнения [$\varphi_2(t) = 0$], а на рис. 3 — для процесса опорожнения нефтепровода [$\varphi_1(t) = 0$].

Если динамический процесс описывается дифференциальными уравнениями параболического типа, т. е. $k_1 = 0$, $\bar{\gamma}(s) = \bar{\gamma}_1(s) = \sqrt{2as/c^2}$, то согласно структурной модели (см. рис. 1) решение прямой задачи имеет вид:

$$\bar{P}(0, s) = \bar{\varphi}_1(s); \tag{9}$$

$$\bar{P}(l, s) = \bar{\varphi}_1(s)\frac{1}{\mathrm{ch}\gamma_1 l} + \bar{\varphi}_2(s)\frac{\mathrm{sh}\gamma_1 l}{\gamma_1 \mathrm{ch}\gamma_1 l}. \tag{10}$$

Переход к оригиналам и определение функций $P(0, t)$ и $P(l, t)$ не вызывает особых трудностей. Так, уравнение (10) можно представить в виде:

$$\bar{P}(l, s) = \bar{\varphi}_1(s)\frac{2}{e^{\gamma_1 l_1} + e^{-\gamma_1 l}} + \bar{\varphi}_2(s)\gamma_1\frac{e^{\gamma_1 l_1} - e^{-\gamma_1 l}}{e^{\gamma_1 l_1} + e^{-\gamma_1 l}}. \tag{11}$$

Применив дискретное преобразование Лапласа [1], уравнение (11) после некоторых преобразований получим в дискретной форме:

$$K_{05}''^{*}(q)P(l, q) + K_{04}''^{*}(q)P(l, q) =$$

$$= 2K_{05}^{*}(q)\varphi_1^{*}(q) + \frac{e^q}{e^q - 1}\varphi_2^{*}(q) - K_{04}^{*}(q)\varphi_2^{*}(q).$$

В области оригиналов в рекуррентной форме получим:

$$P[l, n] = \frac{1}{K_{05}''[0] - K_{04}''[0]}\Big(2\sum_{m=0}^{n} K_{05}[m]\varphi_1[n-m] +$$

$$+ \sum_{m=0}^{n}\varphi_2[m]1[n-m] - \sum_{m=0}^{n} K_{04}[m]\varphi_2[n-m]\Big) -$$

$$- \sum_{m=0}^{n-1} P[l, m]K_{04}''[n-m]), \tag{12}$$

где n — любое целое число; $\bar{K}_{04}(s) = \frac{1}{s}e^{-2\gamma_1 l}$; $\bar{K}_{05}(s) = \frac{1}{s}\gamma_1 e^{-\gamma_1 l}$; $\bar{K}_{04}''(s) = \frac{1}{s}\gamma_1 e^{-2\gamma_1 l}$; $\bar{K}_{05}''(s) = \frac{1}{s}\gamma_1$ — оригиналы соответствующих функций, определяемые по таблице изображений [6].

В качестве псевдообратной задачи рассмотрим задачу определения законов нагнетания, обеспечивающих требуемое изменение давления соответственно в начале и в конце трубопровода.

Согласно формулам (9) и (10):

$$\bar{\varphi}_1(s) = \bar{P}(0, s); \tag{13}$$

$$\bar{\varphi}_2(s) = \bar{P}(l, s)\gamma_1\frac{\mathrm{ch}\gamma_1 l}{\mathrm{sh}\gamma_1 l} - \bar{\varphi}_1(s)\frac{\gamma_1}{\mathrm{sh}\gamma_1 l}. \tag{14}$$

После применения дискретного преобразования Лапласа и некоторых преобразований уравнение (14) в области оригиналов в рекуррентной форме примет вид:

$$\varphi_2[n] = \frac{1}{1 - K_{04}[n]}\Big(\sum_{m=0}^{n} K_{05}''[m]P[l, n-m] +$$

$$+ \sum_{m=0}^{n} K_{04}''[m]P[l, n-m] - \sum_{m=0}^{n} K_{05}[m]\varphi_1[n-m] -$$

$$- \sum_{m=0}^{n-1}\varphi_2[m]1[n-m] + \sum_{m=0}^{n-1}\varphi_2[m]K_{04}[n-m]\Big). \tag{15}$$

Таким образом, полученные выражения (12) и (15) являются рекуррентными формами в области оригиналов уравнений (11) и (14), использование которых для вычислений не вызывает трудностей.

Применяя дискретное преобразование и теорему свертки [7] к структурной модели (см. рис. 1), рассмотрим структурный анализ динамических процессов в МНП с заданным изменением давления в конце трубопровода.

Операторную передаточную функцию между $\bar{P}_1(0, s)$ и $\bar{\varphi}_1(s)$ в области оригиналов можно представить как

$$P_1[0, n] = \sum_{m=0}^{n} \varphi_1[m] 1[n-m] -$$

$$- \sum_{m=0}^{n-1} P_1[0, m] 1[n-m]. \qquad (16)$$

Операторную передаточную функцию между $\overline{P}_1(l, s)$ и $\overline{P}_1(0, s)$ с учетом формулы $\mathrm{ch}\gamma l = \frac{1}{2}(e^{\gamma l} + e^{-\gamma l}) = \frac{1+e^{-\gamma x}}{2e^{-\gamma x}}$ согласно дискретному методу и теореме свертки в области оригиналов можно представить как

$$P_1[l, n] = \frac{1}{1+K_4'[0]} \Big(2 \sum_{m=0,5\lambda}^{n} K_5'[m] P_1[0, n-m] -$$

$$- \sum_{m=\lambda}^{n} K_4'[n-m] P_1[l, m] - \sum_{m=0}^{n-1} P_1[l, m] 1[n-m]\Big), \qquad (17)$$

где $K_4[n]$ и $K_5'[n]$ — оригиналы функций $\overline{K}_4'(s)$ и $\overline{K}_5'(s)$, определяемых по таблице изображений [6].

Связь между $\overline{P}_1(x, s)$ и $\overline{P}_2(l, s)$ определяется операторной функцией $\overline{2P}_1(x, s)\frac{1}{s} e^{-2\gamma l(0,5-\delta)} = \frac{1}{s}(1 + e^{-2\gamma l(1-\delta)})\overline{P}_2(l, s)$, из которой, применив дискретный метод и теорему свертки, получим:

$$P_2[\delta, n] = \frac{1}{2K_{11}[0]} \Big(\sum_{m=0}^{n1} P_2[l, m] 1[n-m] +$$

$$+ \sum_{m=\lambda(1-\delta)}^{m} K_{11}'[m] P_1[l, n-m] -$$

$$- 2 \sum_{m=\lambda(0,5-\delta)}^{m} K_{11}[n-m] P_1[\delta, m]\Big), \qquad (18)$$

где $K_{11}[n]$ и $K_{11}'[n]$ — оригиналы функций $\overline{K}_{11}(s)$ и $\overline{K}_{11}'(s)$, определяемых по таблице изображений [6].

Легко доказать, что связь между $\overline{P}_1(x, s)$ и $\mathrm{grad}\,\overline{P}_1(x, s)$ определяется операторной функцией $\mathrm{grad}\,\overline{P}_1(x, s) = -\gamma\,\mathrm{th}\gamma(l-x)\overline{P}_1(x, s)$.

Тогда согласно теории дискретных систем и теоремы свертки получим:

$$\mathrm{grad}\,P_1[\delta, n] = \frac{1}{1-K_{11}'[0]} \sum_{m=0}^{n} K_{14}[m] P_1[\delta, n] -$$

$$- \sum_{m=\lambda(1-\delta)}^{m} K_{11}'[n-m]\,\mathrm{grad}\,P_1[\delta, m] -$$

$$- \sum_{m=0}^{n-1} \mathrm{grad}\,P_1[\delta, m] 1[n-m], \qquad (19)$$

где $K_{14}[n]$, $K_{15}[n]$ — соответственно оригиналы функций:

$$\overline{K}_{14}(s) = \frac{1}{s}\sqrt{\frac{s+\alpha_2}{s}}\,\gamma;$$

$$\overline{K}_{15}(s) = \frac{1}{s}\sqrt{\frac{s+\alpha_2}{s}}\,e^{-2\gamma l(1-\delta)};$$

$$\alpha_2 = \frac{\overline{K}_2}{\overline{K}_1}.$$

Операторную функцию, определяющую связь между $\overline{G}_1(x, s)$ и $\mathrm{grad}\,\overline{P}_1(x, s)$ в области оригиналов, можно представить рекуррентным выражением

$$G_1[\delta, n] = -\alpha_3 \sum_{m=0}^{n} K_3[m]\,\mathrm{grad}\,P_1[\delta, n-m] -$$

$$- \sum_{m=0}^{n-1} G_1[\delta, m] 1[n-m], \qquad (20)$$

где $K_3[m] = e^{-\alpha_2 \frac{nT}{\lambda}} I_0\left(\frac{\alpha_2}{2} n \frac{T}{\lambda}\right)$ — оригинал функции $\overline{K}_3(s) = \frac{1}{s}\sqrt{\frac{s}{s+\alpha_2}}$ [6].

Аналогичным образом для второй ветви структурной схемы, приведенной на рис. 1, можно получить рекуррентные выражения, определяющие связи:

между $\overline{P}_2(1, s)$ и $\overline{\varphi}_2(s)$:

$$\varphi_2[n] = \frac{1}{\alpha_1(K_{14}[0] + K_{26}[0])} \Big\{ \sum_{m=0}^{n} \varphi_2[m] 1[n-m] -$$

$$- \sum_{m=\lambda}^{n} K_4'[m] \varphi_2[n-m] - \alpha_1 \sum_{m=0}^{n-1} P_2[l, m] K_{14}[n-m] -$$

$$- \alpha_1 \sum_{m=\lambda}^{n-1} K_{26}[n-m] P_2[l, m]\Big\}, \qquad (21)$$

где $K_{26}[n]$ — оригинал функции

$\overline{K}_{26}(s) = \sqrt{\frac{s+\alpha_2}{s}}\,e^{-2\alpha_1\sqrt{(s+\alpha_2)s}\,l}$ [6];

между $\overline{P}_2(x, s)$ и $\overline{P}_2(l, s)$:

$$P_2[l, n] = \sum_{m=\lambda(\delta-0,5)}^{n} K_{27}[m] P_2[\delta, n-m] +$$

$$+ \sum_{m=\lambda(\delta-0,5)}^{n} K_{28}[m] P_2[\delta, n-m] +$$

$$+ \sum_{m=0,5\lambda\delta}^{n} K_{16}[m] P_2[\delta, n-m] -$$

$$- \sum_{m=0}^{n-1} P_2[l, m] 1[n-m], \qquad (22)$$

где $K_{27}[m]$, $K_{28}[m]$, $K_{16}[m]$ — соответственно оригиналы функций $\overline{K}_{27}[s] = \frac{1}{2} e^{-\gamma(x-l)}$, $\overline{K}_{28}[s] = \frac{1}{s} e^{-\gamma(l+x)}$, $\overline{K}_{16}[s]$;

между $\operatorname{grad} \overline{P}_2(x, s)$ и $\overline{P}_2(x, s)$:

$$\operatorname{grad} P_2(\delta, n) = \frac{1}{1 + K_{16}[0]} \left\{ -\alpha_1 \left(\sum_{m=0}^{n} K_5[m] P_2[\delta, n-m] - \right.\right.$$

$$\left. - \sum_{m=\lambda\delta}^{n} K_{18}[m] P_2[n-m] \right) -$$

$$- \sum_{m=0,5\lambda\delta}^{n} K_{16}[n-m] \operatorname{grad} P_2[\delta, m] -$$

$$\left. - \sum_{m=0}^{n-1} \operatorname{grad} P_2[\delta, m] 1[n-m] \right\}, \qquad (23)$$

где $K_{18}[m]$ — оригинал функции $\overline{K}_{18}$ [s].

И наконец, связь между $\overline{G}_2(x, s)$ и $\operatorname{grad} \overline{P}_2(x, s)$ определяется выражением

$$G_2[\delta, n] = -\alpha_3 \sum_{m=0}^{n} K_3[m] \operatorname{grad} P_2[\delta, n-m] -$$

$$- \sum_{m=0}^{n-1} G_2[\delta, m] 1[n-m]. \qquad (24)$$

Таким образом, для каждого звена структурной модели МНП в области оригиналов были найдены соответствующие рекуррентные выражения (16)÷(24), определяющие связи между входами и выходами отдельных ее объектов и состоящие только из параметров, описывающих процессы, происходящие в МНП.

Полученные рекуррентные выражения легко реализуются с помощью современных вычислительных средств.

Структурная модель — удобный способ описания и анализа взаимосвязанных процессов, позволяющий описывать уравнениями состояние входящих в систему объектов, устанавливать связь между коэффициентами и переменными уравнений. Структурные модели отображают информацию о непрерывном состоянии системы.

Таким образом, совмещение дискретного метода и системно-структурного анализа позволяет унифицировать расчет параметров сложных систем с распределенными параметрами в реальных условиях при решении прямых, обратных и псевдообратных задач на основе расчетных структурных моделей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Кадымов Я. Б.** Переходные процессы в системах с распределенными параметрами. М.: Наука, 1968. 192 с.
2. **Шашков А. Г.** Системно-структурный анализ процесса теплообмена и его применение. М.: Энергоатомиздат, 1983. 280 с.
3. **Ропопорт Э. Я.** Структурное моделирование объектов и систем управления с распределенными параметрами. М.: Высшая школа, 2003. 298 с.
4. **Мусаев В. Г.** Сложные системы трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. Баку: Элм, 2004. 301 с.
5. **Рустамов К. Э., Мусаев В. Г.** Системно-структурный анализ гидродинамических процессов в магистральных нефтепроводных системах // Изв. АН Азерб. Сер. "Наука о Земле". 1991. № 1—2. С. 123—127.
6. **Диткин В. А., Прудников А. П**. Справочник по операционному исчислению. М.: Высшая школа, 1965. 465 с.
7. **Микусинский Я. Н.** Операционное исчисление. М.: 1956. 380 с.

УДК 621.675:621.695

Г. Д. ШЕКУН, канд. техн. наук (Комсомольский-на-Амуре ГТУ)

Использование газлифтного устройства в патрубке нагнетания переносного турбонасосного агрегата

Рассматривается возможность полной утилизации энергии сжатого воздуха с одновременным увеличением высоты подъема транспортируемой жидкости с целью повышения эффективности турбонасосного агрегата путем размещения газлифтного подъемного устройства в напорном патрубке.

A possibility of compressed air energy complete utilization and simultaneous raise of conveyed fluid lift, aimed at increasing efficiency of the turbo-pump unit by placing the gas-lifter in the discharge tube, is considered.

Вспомогательные переносные турбонасосы (ТН) или турбонасосные агрегаты (ТНА), серийно выпускаемые отечественной горной и судостроительной промышленностью, предназначены для осушения забоев шахт, корабельных трюмов, отсеков и колодцев. Отечественные ТНА снабжены центробежными насосами и одноступенчатыми турбоприводами. В качестве рабочего тела в проточной части турбин применяется сжатый воздух, который на выходе из турбины выбрасывается в окружающую среду.

В силу технических особенностей ТНА его напорная характеристика в основном крутопадающая. Поэтому небольшое увеличение расхода транспортируемой жидкости вызывает резкое снижение напора в патрубке нагнетания насоса. С другой стороны, повышение напора при увеличении частоты вращения турбины больше расчетной вызывает кавитационные явления как на входе, так и в рабочих полостях насоса. Поэтому транспортировка откачиваемой жидкости по вертикальным стволам системы шахтного водоотлива или судовой системы осушения обуславливает необходимость размещения на разных уровнях дополни-

тельных подъемных устройств, образующих насосный каскад. Такая усложненная транспортирующая сеть требует повышенных затрат энергии и создает определенные сложности при эксплуатации. Кроме того, отработавший воздух по специальному отводному шлангу выбрасывается в окружающую среду. Часть потенциальной энергии сжатого воздуха расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений в каналах отводных коммуникаций, а акустически активная часть энергии рассеивается в окружающей среде.

Анализ современного состояния вспомогательных ТНА показал, что повышать уровень их технико-экономических показателей можно различными способами:

увеличением диаметра отводного шланга из турбины, что позволяет снизить противодавление за турбиной, но при этом возрастают массогабаритные параметры коммуникаций;

использованием глушителей на выходе из проточной части турбины, что снижает акустический фон и уменьшает вес ТНА, но при этом ухудшается эффективность работы турбины;

применением многоступенчатой турбины и насоса, повышающих экономичность ТНА и его напорные характеристики, но при этом существенно возрастают массогабаритные параметры агрегата.

Как показали испытания [1], перспективным направлением повышения эффективности вспомогательных ТНА может стать использование газлифтного подъемного устройства (ГПУ) в патрубке нагнетания динамического насоса. Эрлифтные и газлифтные подъемные устройства используются при добыче нефти [2], артезианской воды [3] и морепродуктов [4], когда известны основные характеристики вертикальных подъемных каналов ГПУ, а газожидкостная смесь транспортируется на достаточно большую высоту [5]. Однако гидрогазодинамическая особенность ГПУ [2, 3, 5] заключается в том, что чем большее высота подъема транспортируемой жидкой смеси, тем длиннее должна быть опускная часть вертикального подъемного канала и соответственно больше глубина водоема или сборника жидкости. Поэтому при кажущейся конструктивной простоте ГПУ не получили такого широкого применения в системах гидротранспорта, как динамические насосы. В то же время использование ГПУ и динамического насоса в интегральной конструкции гидроподъемного механизма позволяет рассматривать это устройство как перспективное направление в развитии отечественного гидромашиностроения. Использование в ГПУ отработавшего в турбине энергетически активного газа (водяного пара или инертного газа) для обеспечения в напорном патрубке динамического насоса дополнительного газлифтного эффекта представляет уже не только научный, но и практический интерес.

В турбогазлифтном насосном агрегате (ТГНА) кроме увеличения высоты подъема транспортируемой газожидкостной смеси существенно уменьшаются акустические явления, так как отработавший в турбине газ не выбрасывается в окружающую среду; уменьшается число коммуникационных патрубков; остаточная энергия газа полностью утилизируется в газлифтной подъемной ступени. Кроме того, использование турбогазлифтного подъемного механизма, как показали предварительные испытания [1], позволяет уменьшить потребляемую мощность динамического насоса при сохранении его номинального режима работы. Положительный эффект объясняется тем, что для динамического насоса в этом случае изменяется характеристика внешней сети, так как снижается противодавление на входе в вертикальный подъемный канал ГПУ. Повышение эффективности динамического насоса в конструкции ТГНА позволяет компенсировать некоторое снижение мощности турбопривода, работающего с противодавлением, которое образуется в подъемном канале ГПУ. Однако пока неизвестно о возможном изменении давления как за турбиной, так и за насосом. В настоящее время отсутствуют публикации исследований по данному вопросу.

Преимущества ТГНА по сравнению с автономным ГПУ также очевидны: при одинаковой высоте подъема перекачиваемой жидкости для газлифта требуется такая глубина водосборника, которая эквивалентна пьезометрической высоте нагнетания динамического насоса. Использование ГПУ в качестве квазиступени насоса позволяет устранить этот недостаток: развиваемый насосом напор фактически представляет собой квазиглубину по столбу жидкости, которая необходима автономному ГПУ.

Эта конструктивная особенность реализована в турбогазлифтной насосной установке [6], в которой совокупность существенных конструктивных особенностей способствует заметному увеличению высоты подъема транспортируемой жидкости по сравнению с безгазлифтным ТН или автономным ГПУ.

Схема ТГНА [7] с полной утилизацией энергии отработавшего в турбине газа показана на рис. 1. Турбогазлифтный насосный агрегат состоит: из турбопровода *1*; входного патрубка *2*, который посредством подводящего магистрального трубопровода *3* сообщается с источником энергетически активного газа; выходного патрубка *4* для отработавшего в турбине газа; коммуникационного патрубка *5*; вертикальной подъемной трубы *6* газлифта, которая сообщается со смесительной камерой *7*; динамического насоса *8* с патрубком *9* подвода транспортируемой жидкости. Насос *8* объединен с турбоприводом *1* валом *10*.

В качестве базовых в опытной конструкции ТГНА выбраны серийно выпускаемые отечественной промышленностью центробежные насосы с турбоприводом. Вспомогательный переносной турбонасос ТНВ (рис. 2), выпуск которого освоен на Амурском судостроительном заводе

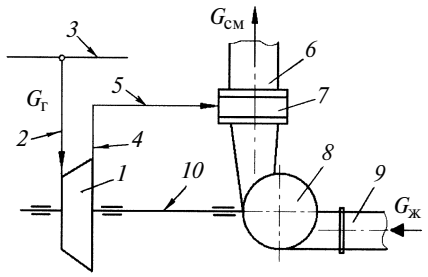


Рис. 1. Схема турбогазлифтного агрегата

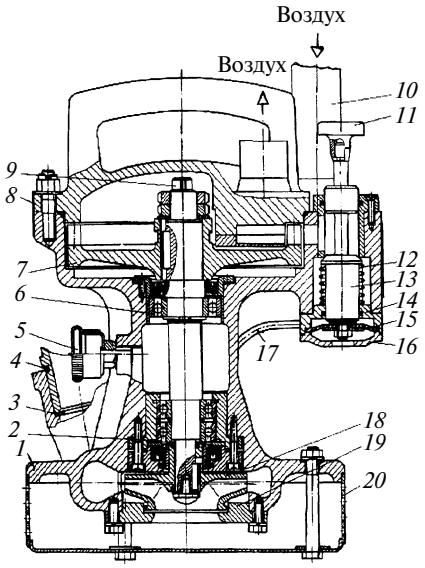


Рис. 2. Промышленный образец турбонасоса ТНВ:
1 — корпус; *2* — подшипник; *3* — дроссельная шайба; *4* — патрубок напорный; *5* — масленка; *6* — радиальный подшипник; *7* — рабочий аппарат турбины; *8, 16* — крышки; *9* —ротор; *10* —патрубок сжатого воздуха; *11* —пусковое устройство; *12* — пружина; *13* — шток; *14* — стакан; *15* — мембрана; *17* — трубопровод; *18* — рабочее колесо насоса; *19* — раструб; *20* — приемник перекачиваемой жидкости

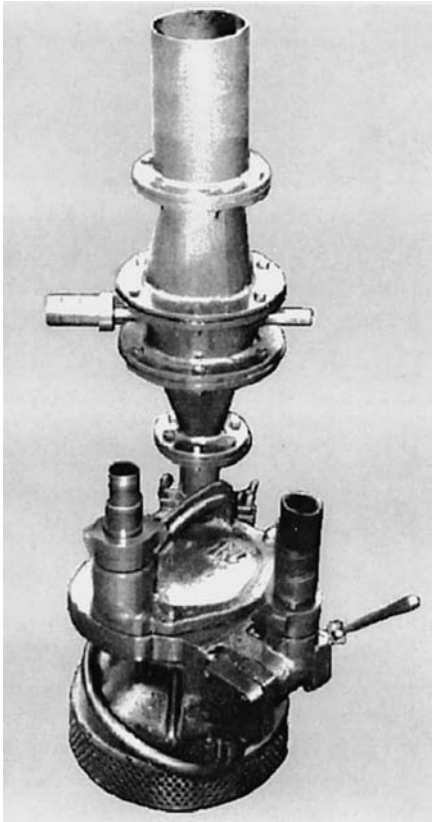


Рис. 3. Турбогазлифтный насосный агрегат

(г. Комсомольск-на-Амуре), принят в качестве основного конструктивного элемента опытного ТГНА:

Техническая характеристика ТГНА

Расход сжатого воздуха на турбину G, кг/с	0,13
Напор центробежного насоса H, м вод. ст.	22
Подача насоса Q, м^3/ч	32
Рабочее давление воздуха перед турбиной P, МПа	0,5÷0,55
Масса агрегата (без арматуры и рукавов), кг	23,6

Промышленные испытания ТГНА(рис. 3) показали, что применение газлифтной подъемной ступени в напорном патрубке центробежного насоса позволяет увеличить подъем транспортируемой жидкости в 2÷3 раза.

На рис. 4 показаны интегральные характеристики ТГНА в зависимости от концентрации сжатого воздуха при различном диаметре $D_{пу}$ подъемного канала (напорно-подъемные показатели и КПД): $\overline{H} = H_{тгн}/H_н$ — относительная высота подъема транспортируемой жидкости ($H_{тгн}$ — высота вертикального подъемного канала газлифта, $H_н$ — напор центробежного насоса); $\overline{G} = G_г/G_{нг}$ — относительный массовый расход газа ($G_г$ — массовый расход газа, $G_{нг} = G_н + G_г$ — расход газожидкостной смеси, $G_н$ — массовый расход жидкости); $\eta_{тгн}$ — КПД турбогазлифтного агрегата; $\eta_{тн}$ — КПД турбонасоса; $\eta_т$ — КПД турбины; $\eta_н$ — КПД насоса; $\eta_{гпу}$ — КПД газлифтного подъемного устройства.

Анализ интегральных характеристик ТГНА показал, что в области относительно малых концентраций газа ($G_г/G_н < 0{,}02$) эффективность применения ТГНА в сравнении с базовым турбонасосом ТНВ существенно выше. Однако при этом относительная высота подъема транспортируемой жидкости не превышает $\overline{H} = 1{,}5$. Для достижения большей высоты подъема газожидкостной смеси требуется существенно увеличить концентрацию газа с одновременным повышением площади проходного сечения вертикального подъемного канала газлифта (см. рис. 4). Недостаток отработавшего в турбине газа в этом случае можно компенсировать дополнительной подачей энергетически активного газа напрямую из магистрального трубопровода в смесительную камеру газлифта.

Модернизация старых или изготовление новых турбогазлифтных насосных агрегатов с использованием ГПУ в качестве квазинасосной ступени способствует существенному улучшению напорно-подъемных характеристик транспортирующей системы при сохранении или незначи-

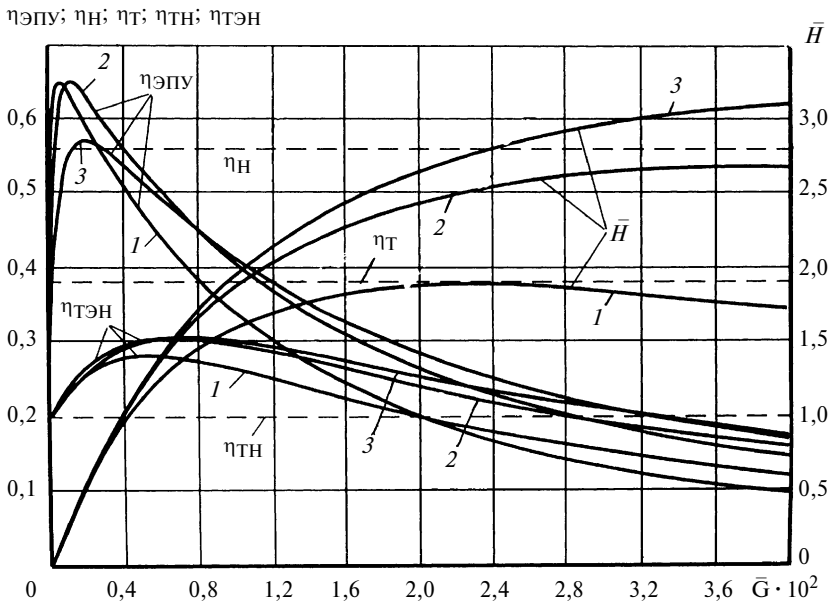


Рис. 4. Интегральные характеристики турбогазлифтного насосного агрегата и его элементов в зависимости от концентрации сжатого воздуха при различном диаметре подъемного канала $D_{пу}$ = 0,07 (*1*), 0,10 (*2*) и 0,13 м (*3*)

УДК 621.039.5:539.4

Л. В. СЕРГЕЕВА, канд. техн. наук (РНЦ "Курчатовский институт")

Исследование напряженно-деформированного состояния элементов графитовой кладки ядерных реакторов с учетом анизотропии графита

Для обоснования ресурса всех конструкций ядерного реактора, работающих в условиях облучения, и проведения расчетных работ по подтверждению прочности элементов графитовой кладки реактора, разработаны математическая модель и программный комплекс, учитывающие неоднородность распределения нейтронного и температурного полей по сечению графитового блока, а также неоднородную анизотропную усадку (распухание) и ползучесть графита.

In order to substantiate working life of all nuclear reactor constructions, operating in the conditions of irradiation, and to carry out calculation justifying durability of the nuclear reactors graphite stack elements, a mathematical model and software are designed, which take into consideration heterogeneity in distribution of neutron and temperature fields along graphite block section, as well as inhomogeneous anisotropic shrinkage (intumescense) and graphite creep.

Графитовая кладка, которая служит для обеспечения целостности ядерного реактора и замедления нейтронов, является незаменяемой частью реактора. Ее целостность и поведение определяют срок надежной и безопасной эксплуатации последнего.

Условия эксплуатации графитовых конструкций реакторов весьма напряженные, поэтому для расчета их прочности необходимо точно знать свойства графита и иметь модели, описывающие поведение этого материала в течение длительного срока эксплуатации. В частности, увеличение срока службы энергоблоков с реакторами РБМК-1000 на 15 лет требует обоснования ресурса всех конструкций реактора, работающих в условиях облучения, и проведения расчетных работ по подтверждению прочности элементов графитовой кладки.

Для решения этой задачи разработан комплекс математических моделей и программ, учитывающих неоднородность распределения нейтронного и температурного полей по сечению графитового блока, а также неоднородную анизотропную усадку (распухание) и ползучесть графита.

Приращение полной деформации в шаговой процедуре представляется в виде суммы упругой составляющей, составляющей ползучести и изменения объема.

Скорость деформаций ползучести может быть представлена в виде [1]:

$$\dot{e}_{ij}^{V} = \lambda \frac{\partial \Pi}{\partial \sigma_{ij}}, \qquad (1)$$

где e_{ij}^{V} — девиатор деформаций;

$\Pi = \sqrt{A_{ijkl}(\sigma_{ij} - \gamma_{ij}\Phi^{V} e_{ij}^{V} - S_{ij}^{0V})(\sigma_{ij} - \gamma_{ij}\Phi^{V} e_{ij}^{V} - S_{ij}^{0V})}$ — потенциал ползучести (здесь A_{ijkl}, γ_{ij} — коэффициенты анизотропии, S_{ij}^{0V} — координаты центра поверхности потенциала ползучести до начала нагружения); σ_{ij} — тензор напряжений; $\lambda = W^{V}/(\sigma_{эф}^{V})^{2}$ (здесь W^{V} — мощность вязкого деформирования, которая является функцией ряда параметров: $W^{V}(\sigma_{эф}^{V}, t, Q, \dot{Q})$, где t — температура, Q — флюенс нейтронов, $\sigma_{эф}^{V} = \sqrt{A_{ijkl}(\sigma_{ij} - \gamma_{ij}\Phi^{V} e_{ij}^{V} - S_{ij}^{0V})(\sigma_{kl} - \gamma_{kl}\Phi^{V} e_{kl}^{V} - S_{kl}^{0V})}$ — эффективное напряжение, где $\Phi^{V} = \Phi^{V}(A^{V})$ — функция трансляционного упрочнения ползучести, обусловленная работой вязкого деформирования единичного объема, связанного со смещением потенциала ползучести в пространстве напряжений).

При облучении прирост деформаций ползучести может сопровождаться изменением объема:

$$\dot{\varepsilon}_{ij}^{V} = \frac{1}{3}\dot{\varepsilon}_{kk}^{V} + \dot{e}_{ij}^{V} = \frac{1}{3}\varphi^{Vo}(\sigma_{kk}) + \frac{W^{V}}{(\sigma_{эф}^{V})^{2}} A_{ijkl}(\sigma_{ij} - \gamma_{ij}\Phi^{V} e_{ij}^{V} - S_{ij}^{0V}), \qquad (2)$$

где φ^{Vo} — функция объемной ползучести.

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

тельном уменьшении КПД агрегата в целом. Повышение эффективности ТГНА в основном обусловлено полной утилизацией остаточной энергии отработавшего в турбине газа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Шекун Г. Д., Тихомиров Б. А.** Повышение эффективности судовых турбонасосных и турбокомпрессорных агрегатов: Монография. СПб: Изд-во "Судостроение", 2006. 227 с.

2. **Багдасаров В. Г.** Теория, расчет и практика эргазлифта. М., Л.: Гостоптехиздат, 1947. 371 с.

3. **Суреньянц Я. С.** Водяные скважины. М.: Госстройиздат, 1957. С. 113—133.

4. **Богомольный А. Е.** Судовые вспомогательные и рыбопромысловые механизмы. Л.: Судостроение, 1971. 384 с.

5. **Аргунов П. П.** Исследование работы эрлифта и его расчет // Известия АН СССР. Отд. техн. наук. 1953. № 5. С. 41—76.

6. **Турбогазлифтная** насосная установка. Полезная модель 9027 РФ.

7. **Шекун Г. Д.** О некоторых особенностях конструктивных схем турбоэрлифтных насосных агрегатов. Комсомольск-на-Амуре: Вестник КнАГТУ, 2002. С. 139—143.

Введем обозначения: $A^V_{1122} = A^V_{2211} = -F^V$; $A^V_{1133} = A^V_{3311} = -H^V$; $A^V_{2233} = A^V_{3322} = -G^V$, где F^V, H^V, G^V — коэффициенты анизотропии ползучести, совпадающие при $\Phi^V = 0$ и $S^{0V}_{ij} = 0$ с коэффициентами анизотропии Хилла.

Если использовать предположение, что касательные напряжения не оказывают влияния на деформации ε^V_{rr}, $\varepsilon^V_{\theta\theta}$, ε^V_{zz}, а также на сдвиговые деформации с индексами, отличными от i, j, то ненулевыми коэффициентами анизотропии, кроме перечисленных выше, окажутся: $A^V_{1212} = A^V_{2121} = A^V_{1221} = A^V_{2112} = L^V_{r\theta}$; $A^V_{2323} = A^V_{3232} = A^V_{2552} = A^V_{3223} = L^V_{\theta z}$; $A^V_{1331} = A^V_{3113} = A^V_{3131} = A^V_{1313} = L^V_{rz}$.

Учитывая принятые обозначения, формулу (2) для приращений деформаций ползучести можно записать в развернутом виде:

$$\left.\begin{aligned}
\dot{\varepsilon}^V_{rr} &= \frac{1}{3}\varphi^{V\text{o}}(\sigma_{rr} + \sigma_{\theta\theta} + \sigma_{zz}) + \frac{W^V}{(\sigma^V_{\text{эф}})^2}[(F^V + H^V)\sigma_{rr} - \\
&- F^V\sigma_{\theta\theta} - H^V\sigma_{zz} - (F^V + H^V)(\gamma^V_{rr}\Phi(A^V)e^V_{rr} + S^{0V}_{zz}) + \\
&+ F^V(\gamma^V_{\theta\theta}\Phi(A^V)e^V_{\theta\theta} + S^{0V}_{\theta\theta}) + H^V(\gamma^V_{zz}\Phi(A^V_{\text{гр}})e^V_{zz} + S^{0V}_{zz})];\\
\dot{\varepsilon}^V_{\theta\theta} &= \frac{1}{3}\varphi^{V\text{o}}(\sigma_{rr} + \sigma_{\theta\theta} + \sigma_{zz}) + \frac{W^V}{(\sigma^V_{\text{эф}})^2}[(F^V + G^V)\sigma_{\theta\theta} - \\
&- F^V\sigma_{rr} - G^V\sigma_{zz} - (F^V + G^V)(\gamma^V_{\theta\theta}\Phi(A^V)e^V_{\theta\theta} + S^{0V}_{\theta\theta}) + \\
&+ F^V(\gamma^V_{rr}\Phi(A^V)e^V_{rr} + S^{0V}_{rr}) + G^V(\gamma^V_{zz}\Phi(A^V)e^V_{zz} + S^{0V}_{zz})];\\
\dot{\varepsilon}^V_{zz} &= \frac{1}{3}\varphi^{V\text{o}}(\sigma_{rr} + \sigma_{\theta\theta} + \sigma_{zz}) + \frac{W^V}{(\sigma^V_{\text{эф}})^2}[(G^V + H^V)\sigma_{zz} - \\
&- G^V\sigma_{\theta\theta} - H^V\sigma_{rr} - (G^V + H^V)(\gamma^V_{zz}\Phi(A^V)e^V_{zz} + S^{0V}_{zz}) + \\
&+ G^V(\gamma^V_{\theta\theta}\Phi(A^V)e^V_{\theta\theta} + S^{0V}_{\theta\theta}) + H^V(\gamma^V_{rr}\Phi(A^V)e^V_{rr} + S^{0V}_{rr})];\\
\dot{\varepsilon}^V_{r\theta} &= 2L^V_{r\theta} + \frac{W^V}{(\sigma^V_{\text{эф}})^2}[\sigma_{r\theta} - \gamma^V_{r\theta}\Phi(A^V)e^V_{r\theta} + S^{0V}_{r\theta}].
\end{aligned}\right\} \quad (3)$$

Некоторые особенности метода конечных элементов в случае анизотропного поведения графита заключаются в следующем. Как известно, основное уравнение этого метода в приложении к данной задаче имеет вид: $[K]\{d\delta\} = \{dP\}$. Здесь $[K] = \sum_{i=1}^{n}[k_{ij}]^e$ — матрица жесткости всей системы n-конечных элементов, где $[k_{ij}]^e$ — матрица жесткости одного элемента; $\{d\delta\}$ — матрица приращений перемещений узловых точек элемента; $\{dP\}$ — матрица приращений обобщенных нагрузок. Матрица жесткости для элемента вычисляется по формуле: $[k_{ij}]^e = \int[B]^{\text{т}}[A]^{-1}[B]dV$. Матрицу [B] определяем обычным способом через функции формы. Матрица $[A]$, определяющая связь приращений деформаций с приращениями напряжений для случая обобщенной плоской деформации, записывается в виде:

$$[A] = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{vmatrix}, \quad \text{где } a_{ij} = \beta_{ij} - \frac{\beta_{i4}\beta_{4j}}{\beta_{44}}.$$

Для анизотропного материала принимаем следующую нумерацию осей: оси 1, 2 — поперечные относительно оси блока; ось 3 — продольная. Тогда:

$$\beta_{11} = 1/E_1;\ \beta_{12} = \beta_{21} = -\mu_2/E_1;\ \beta_{13} = 0;\ \beta_{14} = \mu_3/E_3;$$
$$\beta_{22} = 1/E_2;\ \beta_{23} = \beta_{32} = 0;\ \beta_{24} = \beta_{42} = -\mu_3/E_2;$$
$$\beta_{33} = 0{,}5/G_3;\ \beta_{34} = \beta_{43} = 0;\ \beta_{44} = 1/E_3,$$

где E_1 — модуль упругости 1-го рода в направлении осей 1, 2, 3; G_3 — модуль упругости 2-го рода.

После того как из решения общей системы (3) уравнений найдены приращения узловых перемещений, легко определить матрицы приращений деформаций $\{d\varepsilon\} = [B]\{d\sigma\}$ и напряжений $\{d\sigma\} = [D](\{d\varepsilon\} - \{d\varepsilon_0\})$,

где $[D] = [A]^{-1}$ — матрица упругости; $\{d\varepsilon_0\} = \begin{vmatrix} a_{10} \\ a_{20} \\ a_{30} \end{vmatrix}$ — матрица дополнительных деформаций, где $a_{i0} = \alpha_{i0} - \frac{(c - \alpha_{40})}{\alpha_{44}}\alpha_{i4}$ ($c = d\varepsilon_z$ — осевая деформация).

Здесь

$$\alpha_{10} = \alpha_1 dt + \frac{1}{3}\varphi^{V\text{o}}(\sigma_{rr} + \sigma_{\theta\theta} + \sigma_{zz})d\tau + \frac{W^V}{(\sigma^V_{\text{эф}})^2}d\tau \times$$
$$\times [(F^V + H^V)\sigma_{rr} - F^V\sigma_{\theta\theta} - H^V\sigma_{zz} - (F^V + H^V) \times$$
$$\times (\gamma^V_{rr}\Phi(A^V)e^V_{rr} + S^{0V}_{rr}) + F^V(\gamma^V_{\theta\theta}\Phi(A^V)e^V_{\theta\theta} + S^{0V}_{\theta\theta}) +$$
$$+ H^V(\gamma^V_{zz}\Phi(A^V)e^V_{zz} + S^{0V}_{zz}) + d\eta_1;$$

$$\alpha_{20} = \alpha_2 dt + \frac{1}{3}\varphi^{V\text{o}}(\sigma_{rr} + \sigma_{\theta\theta} + \sigma_{zz})d\tau + \frac{W^V}{(\sigma^V_{\text{эф}})^2}d\tau \times$$
$$\times [(F^V + H^V)\sigma_{\theta\theta} - F^V\sigma_{rr} - G^V\sigma_{zz} - (F^V + H^V) \times$$
$$\times (\gamma^V_{\theta\theta}\Phi(A^V)e^V_{\theta\theta} + S^{0V}_{\theta\theta}) + F^V(\gamma^V_{rr}\Phi(A^V)e^V_{rr} + S^{0V}_{rr}) +$$
$$+ G^V(\gamma^V_{zz}\Phi(A^V)e^V_{zz} + S^{0V}_{zz})] + d\eta_2;$$

$$\alpha_{30} = 2L^V_{r\theta} + \frac{W^V}{(\sigma^V_{\text{эф}})^2}(\sigma_{r\theta} - \gamma^V_{r\theta}\Phi(A^V)e^V_{r\theta} + S^{0V}_{r\theta})d\tau;$$

$$\alpha_{40} = \alpha_3 dt + \frac{1}{3}\varphi^{V\text{o}}(\sigma_{rr} + \sigma_{\theta\theta} + \sigma_{zz})d\tau + \frac{W^V}{(\sigma^V_{\text{эф}})^2}d\tau \times$$
$$\times [(G^V + H^V)\sigma_{zz} - G^V\sigma_{\theta\theta} - H^V\sigma_{zz} - (G^V + H^V) \times$$

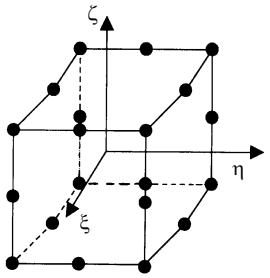


Рис. 1. Изопараметрический элемент с двадцатью узлами

$$\times (\gamma_{zz}^V \Phi(A^V) e_{zz}^V + S_{zz}^{0V}) + G^V(\gamma_{\theta\theta}^V \Phi(A^V) e_{\theta\theta}^V + S_{\theta\theta}^{0V}) +$$
$$+ H^V(\gamma_{rr}^V \Phi(A^V) e_{rr}^V + S_{rr}^{0V})] + d\eta_3,$$

где F^V, H^V, G^V, $L_{r\theta}^V$ — коэффициенты анизотропии; τ — время; η_i — функция Q, t, $\dot{Q}$, dQ.

Наиболее подходящим для исследования поведения реакторного графита в трехмерной постановке задачи является трехмерный шестигранный изопараметрический квадратичный конечный элемент с двадцатью узлами (рис. 1). Для такого конечного элемента функции формы, зависящие от локальных координат ξ, η, ζ, задаются выражениями:

для узлов в вершинах элемента:

$$N_i = \frac{1}{8}(1 + \xi\xi_i)(1 + \eta\eta_i)(1 + \zeta\zeta_i)(\xi\xi_i + \eta\eta_i + \zeta\zeta_i - 2);$$

для узлов на серединах ребер:

$$N_i = \frac{1}{4}(1 - \xi_i^2)(1 - \xi^2)(1 + \eta\eta_i)(1 + \zeta\zeta_i) +$$
$$+ \frac{1}{4}(1 - \eta_i^2)(1 - \eta^2)(1 + \xi\xi_i)(1 + \zeta\zeta_i) +$$
$$+ \frac{1}{4}(1 - \zeta_i^2)(1 - \zeta^2)(1 + \xi\xi_i)(1 + \eta\eta_i).$$

Численное интегрирование матрицы жесткости элемента проводится по методу Гаусса в локальных координатах, для чего элемент объема dV может быть представлен как $dV = \det[J] d\xi d\eta d\zeta$, где $\det[J]$ — определитель матрицы Якоби.

Правильность работы трехмерной конечноэлементной программы была проверена с помощью следующих тестов:

1. Было задано изменение распухания и усадки графитового блока в зависимости от флюенса Q нейтронов в соответствии с имеющимися экспериментальными данными. Получили данные об изменении диаметра внутреннего отверстия графитового блока и изменении положения наружных граней графитовых блоков (рис. 2).

2. Было определено напряженно-деформированное состояние (НДС) графитового блока, обусловленное внутренним и наружным давлениями на соответствующие поверхности.

Характерным отличием конечноэлементной методики является то, что в случае совместного деформирования основная система уравнений относительно перемещений узловых точек составляется и решается для всех точек одновременно, независимо от того, какому из элементов конструкции они принадлежат.

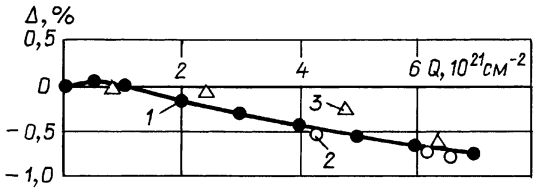


Рис. 2. Изменение Δ размеров блока графитовой колонны в поперечном направлении в зависимости от флюенса Q нейтронов: *1*, *2* — экспериментальные значения соответственно для реактора МР и блока ЛАЭС; *3* — расчетные

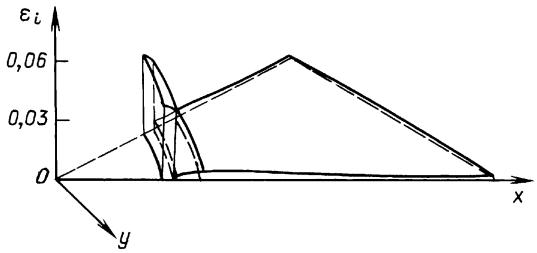


Рис. 3. Распределение интенсивности ε_i деформаций по области определения, соответствующее 19,7 г. эксплуатации

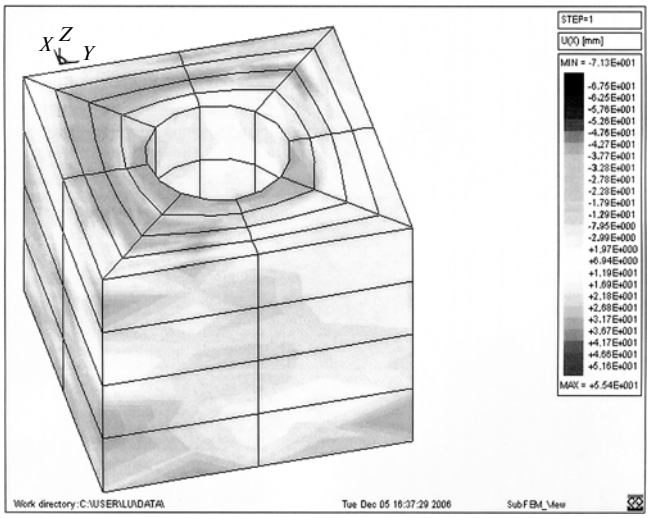


Рис. 4. Пример представления результатов расчета в трехмерной постановке

Для конечноэлементной процедуры указанные изменения выразились в том, что число уравнений основной системы (3) для определения перемещений узловых точек стало переменным. Кроме того, переменной стала ширина ленты матрицы жесткости всей системы конечных элементов.

В качестве примера можно привести результаты расчета НДС графитового блока и трубы ТК реактора РБМК-1000.

Распределение интенсивности деформаций по области определения, соответствующее 19,7 г. эксплуатации, приведено на рис. 3. Тестирование выявило хорошее совпадение с опубликованными экспериментальными данными [2] по изменению размеров блоков графитовой колонны третьего энергоблока ЛАЭС. На

УДК 539.4-034.14

В. Н. СЫЗРАНЦЕВ, С. Л. ГОЛОФАСТ, доктора технических наук
(Тюменский государственный нефтегазовый университет)
К. К. ЛЫСЯНЫЙ, канд. техн. наук (ОАО "СВЯЗЬ ТРАНСНЕФТЬ", г. Москва)

Определение предела выносливости трубных сталей 17ГС, 17Г1С, 14ХГС через их прочностные характеристики

Рассмотрена методика определения предела выносливости трубных сталей на основе экспериментальных данных о фактических значениях прочностных характеристик материала трубопровода с учетом его длительной эксплуатации. Реализация методики позволит повысить достоверность получаемых данных о техническом состоянии исследуемых объектов.

Procedure of pipe steel endurance limit determination is considered on the base of experimental data on pipe conduit material strength properties actual value considering it's long-run. Implementation of the procedure will allow for improving reliability of the obtained data on technical state of the object under investigation.

В настоящее время особую актуальность для сложных технических объектов (в том числе нефте- и газопроводов) приобретают вероятностные методы расчета на прочность, позволяющие учитывать случайные вариации характеристик прочности и нагрузок и определять вероятность безотказной работы, являющуюся основным показателем надежности. Реализация данных методов требует наполнения вероятностных моделей экспериментальными данными о фактических значениях прочностных характеристик материала, из которого изготовлены элементы оборудования, с учетом их возможного изменения в процессе эксплуатации, что позволяет повысить достоверность диагностики технического состояния исследуемых объектов, уточнить вероятность их безотказной работы и остаточный ресурс.

Для оценки накопленных усталостных повреждений в материале трубопроводов (получения выражений для расчета чисел N циклов деформирования труб, соответствующих принятой вероятности их разрушения вследствие появления усталостной трещины) необходимо иметь законы распределения случайных величин — предела выносливости σ_{-1} и предела прочности $\sigma_в$. В работе [1] установлено, что для материала трубопроводов (стали 17ГС, 17Г1С, 14ХГС) случайная величина $\sigma_в$ подчиняется нормальному закону распределения. Значения среднего напряжения $\bar{\sigma}_в$ и дисперсии $S^2_{\sigma_в}$ предела прочности $\sigma_в$ определены в результате статистической обработки данных механических испытаний образцов из исследуемых сталей. Что же касается предела выносливости σ_{-1}, то известно [2—5 и др.], что в большинстве случаев его распределение также подчиняется закону нормального распределения. Определить среднее значение и дисперсию предела выносливости исследуемых сталей можно в процессе экспериментальных испытаний образцов на усталость при различных уровнях нагружения. Однако такой подход связан с длительными временны́ми и существенными производственными затратами. Использование известных ускоренных методов получения величины предела выносливости [2, 4, 5] позволяет установить лишь его точечные оценки без определения статистического разброса — обязательной компоненты методик прогнозирования ресурса. Принимая во внимание изложенное выше, воспользуемся накопленными знаниями в области определения предела выносливости через прочностные характеристики исследуемых сталей. Наиболее полный обзор используемых в практике зависимостей, связывающих величину предела выносливости с прочностными параметрами материала, представлен в работе [6]. Используемые эмпирические формулы, устанавливающие зависимость предела выносливости от механических свойств материала, делятся на две группы. В первой группе предел выносливости находится в линейной функциональной зависимости от одной характеристики механических свойств материала:

$$\sigma_{-1} = A\vartheta + B, \qquad (1)$$

где A и B — числовые коэффициенты; ϑ — параметр, являющийся характеристикой механических свойств материала. В качестве ϑ используются: $\sigma_в$ — предел прочности материала; $\sigma_т$ — предел текучести; $S_к$ — истинное сопротивление разрыву; δ — относительное удлинение при разрыве; ψ — относительное сужение при разрыве; HB — твердость материала.

Во второй (предпочтительной) группе эмпирических зависимостей в расчетных формулах используют для конструкционных сталей две, а для строительных — три характеристики механических свойств материала. В частности, для конструкционных сталей применяют функциональные зависимости вида

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 19)

рис. 4 представлены результаты расчета в трехмерной постановке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Сергеева Л. В.** Определяющие уравнения для трехмерного расчета терморадиационных вязко-упруго-пластических напряжений и деформаций в анизотропных телах с использованием математической модели материала с одновременно смещающимися и расширяющимися поверхностями текучести и потенциала ползучести // Вопросы атомной науки и техники. Сер. Атомное материаловедение. 1988. Вып. 1 (26). С. 13—17.

2. **РНЦ** "Курчатовский институт". Годовой отчет за 2001 г. М.: [Б. и.], С. 111.

$$\sigma_{-1} = A\vartheta + B\mu + C, \quad (2)$$

где A, B и C — числовые коэффициенты; ϑ и μ — параметры, представляющие собой характеристики механических свойств материала. В качестве параметров ϑ и μ используют следующие пары характеристик: $\sigma_в$ и $\sigma_т$, $\sigma_т$ и ψ; ψ и d_{max} — максимальное значение отпечатка шарика при его многократном вдавливании.

Учитывая имеющиеся механические характеристики исследуемых сталей [1], в качестве рабочей примем модель

$$\sigma_{-1} = A_i\sigma_в + B_i\sigma_т + C_i, \quad (3)$$

в которой коэффициенты A_i, B_i и C_i в зависимости от автора формулы принимают следующие значения:

1) $A_1 = 0{,}138$; $B_1 = 0{,}138$; $C_1 = 205$ (Жуков);

2) $A_2 = 0{,}22$; $B_2 = 0{,}22$; $C_2 = 54$ (Трощенко, Сосновский);

3) $A_3 = 0{,}285$; $B_3 = 0{,}285$; $C_3 = 0$ (Шапошников, Штрибек).

Первый вариант формулы (3), при $i = 1$, как следует из работы [6], дает завышенные значения предела выносливости, а второй ($i = 2$) и третий ($i = 3$) варианты практически равнозначны. В то же время второй вариант при представлении параметров $\sigma_в$ и $\sigma_т$ как величин случайных является самым предпочтительным. В силу изложенного воспользуемся зависимостью:

$$\sigma_{-1} = 0{,}22(\sigma_в + \sigma_т) + 54. \quad (4)$$

Правая часть зависимости (4) представляет собой сумму двух независимых случайных величин $\sigma_в$ и $\sigma_т$, для которых установлены [1] средние значения $\bar{\sigma}_в$, $\bar{\sigma}_т$ и дисперсии $S^2_{\sigma_в}$, $S^2_{\sigma_т}$. При этом показано, что функции распределения $\sigma_в$ и $\sigma_т$ не противоречат нормальному распределению. Для этого случая известно [4, 7], что случайная величина σ_{-1} будет также иметь нормальный закон распределения, а ее среднее значение и дисперсия рассчитываются по зависимостям:

$$\bar{\sigma}_{-1} = 0{,}22(\bar{\sigma}_в + \bar{\sigma}_т) + 54; \quad (5)$$

$$S^2_{\sigma_{-1}} = 0{,}22^2(S^2_{\sigma_в} + S^2_{\sigma_т}). \quad (6)$$

Воспользовавшись результатами работы [1], приведем выражения (5) и (6) для исследуемых сталей в конкретном представлении к виду:

для сталей 17ГС, 17Г1С:

$$\sigma_{-1} = 0{,}22(502{,}51 + 352{,}74) + 54 = 242{,}16 \text{ МПа}; \quad (7)$$

$$S^2_{\sigma_{-1}} = 0{,}0484\ (2033 + 1282) = 160{,}45;$$

$$S_{\sigma_{-1}} = 12{,}67 \text{ МПа};$$

для стали 14ХГС:

$$\sigma_{-1} = 0{,}22(455{,}55 + 348{,}11) + 54 = 230{,}80 \text{ МПа}; \quad (8)$$

$$S^2_{\sigma_{-1}} = 0{,}0484\ (2498 + 1801) = 208;\ S_{\sigma_{-1}} = 14{,}42 \text{ МПа}.$$

Зная длины выборок, используемых для получения оценок величин (7) и (8), рассчитаем 95%-е ($\alpha = 0{,}05$) доверительные интервалы для случайной величины σ_{-1}:

$$\bar{\sigma}_{-1} - \frac{t_{n-1,\,1-\alpha}S_{\sigma_{-1}}}{\sqrt{n}} \leqslant \sigma_{-1} \leqslant \bar{\sigma}_{-1} + \frac{t_{n-1,\,1-\alpha}S_{\sigma_{-1}}}{\sqrt{n}}. \quad (9)$$

Получим:

для сталей 17ГС, 17Г1С: 237,26 МПа $\leqslant \sigma_{-1} \leqslant$ 247,06 МПа;

для стали 14ХГС: 221,14 МПа $\leqslant \sigma_{-1} \leqslant$ 240,46 МПа.

Обратимся к зависимости, описывающей область малоцикловой усталости при мягком режиме нагружения [4, 8]:

$$N = 10\sqrt[\nu]{\sigma_в/\sigma} = 10^{\cdot\,0{,}2\lg(\sigma_в/\sigma_{-1})}\sqrt{\sigma_в/\sigma}. \quad (10)$$

В правой ее части видим ряд случайных величин, имеющих нормальный закон распределения, параметры которого известны. В то же время существующая теория с учетом функционального вида правой части формулы (10) не позволяет ответить на вопрос, какой закон распределения будет иметь случайная величина N, представляющая левую часть зависимости (10).

Для решения задачи воспользуемся методом статистического моделирования. Зная средние значения предела выносливости (для сталей 17ГС, 17Г1С $\bar{\sigma}_{-1}$ = = 242,16 МПа; для стали 14ХГС $\bar{\sigma}_{-1}$ = 230,80 МПа) и дисперсии (для сталей 17ГС, 17Г1С $S^2_{\sigma_{-1}}$ = 160,45; для стали 14ХГС $S^2_{\sigma_{-1}}$ = 208,0) и используя датчик случайных чисел, сгенерируем по нормальному закону распределения две выборки длиной m: $\{\sigma_{-1j}\}$, $\{\sigma_{вj}\}$ $j = 1, ..., m$. Входя с каждой парой значений σ_{-1j} и $\sigma_{вj}$ в формулу (10) при фиксированной (заданной) для конкретного расчета величины напряжения σ (σ = const), получим выборку $\{N_j\}$ $j = 1, ..., m$ случайной величины N. Поскольку в процессе компьютерного моделирования величину m можно задавать достаточно большой (несколько тысяч), то представительность выборки $\{N_j\}$ гарантируется. Восстановив по полученной выборке функцию распределения случайной величины N, можно рассчитать для любой заданной вероятности квантили, т. е. определить число циклов до разрушения вследствие усталости материала труб.

Рассмотрим реализацию изложенной методики для сталей 17ГС и 17Г1С, а также для стали 14ХГС. Разработанная для решения задачи программа написана в среде MathCad. На рис. 1, *а—е*, для сталей 17ГС и 17Г1С показаны функции p распределения числа N циклов деформирования до появления усталостной трещины в зависимости от уровня напряжений: σ = 320 (*а*), 300 (*б*) и 290 (*в*), 280 (*г*), 260 (*д*) и 240 МПа (*е*). Шкала абсцисс на рис. 1, *а—в* ограничена числом циклов 10^5, а на рис. 1, *г—е* — числом циклов 10^6 (расчеты выполнены при меньших уровнях напряжений).

Информация, представленная на рис. 1 и 2, свидетельствует, что функция плотности распределения случайной величины N по мере снижения уровня напряжений, при котором деформируется материал, изменяется. Ее мода смещается в сторону большего числа циклов деформирования при одновременном увеличении дисперсии, что находится в полном соответствии с извест-

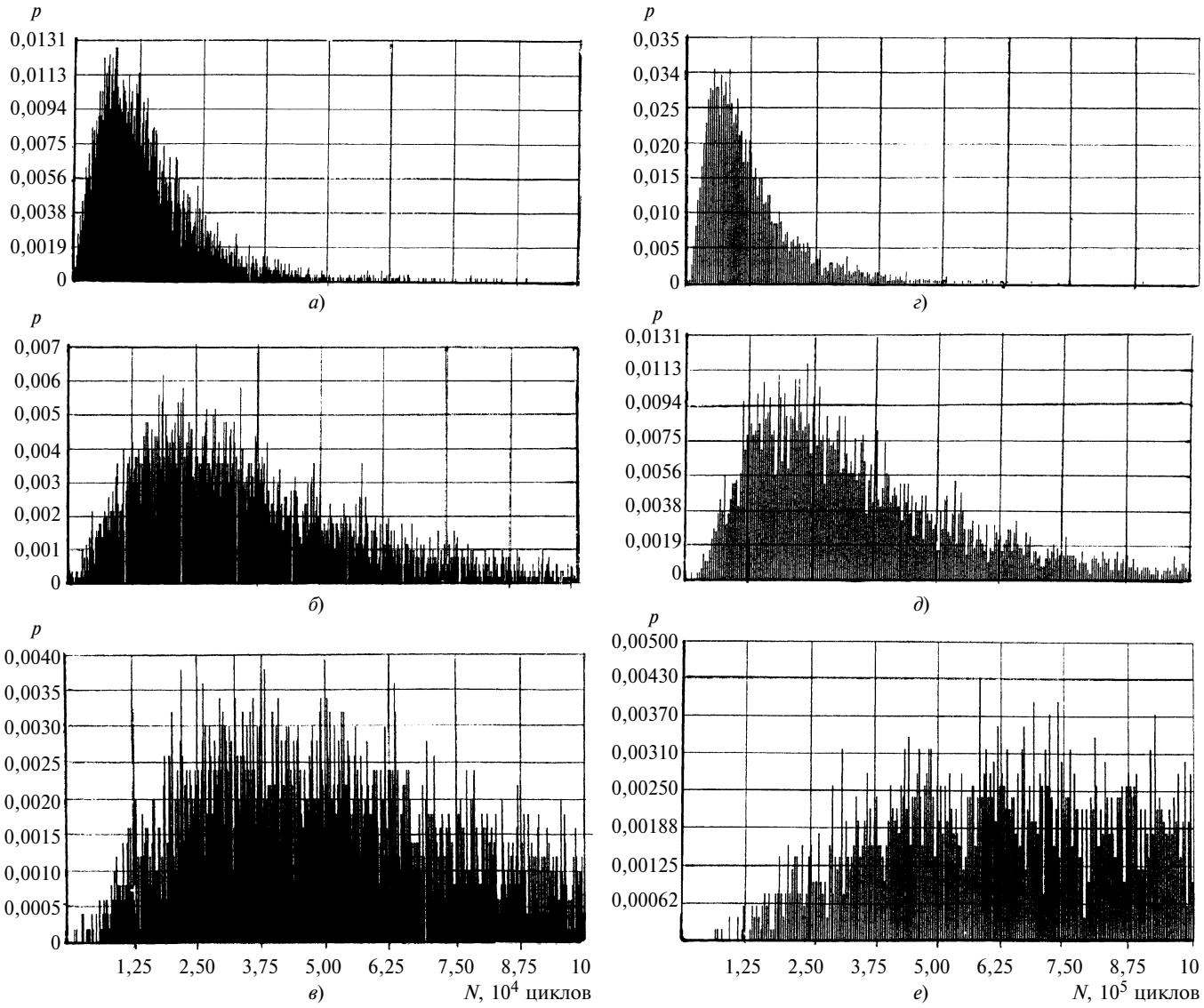


Рис. 1. Функции *p* распределения числа циклов *N* до появления усталостной трещины в зависимости от уровня напряжения в сталях 17ГС, 17Г1С

ными физическими процессами, наблюдаемыми при усталости материала. В классических подходах к анализу случайных величин для расчета их квантилей решают задачу аппроксимации исследуемой функции распределения функцией, известной с точностью до параметров принятого закона распределения. В качестве известных функций в практике наиболее часто применяют распределения: нормальное (гауссово), равномерное, экспоненциальное, а также — двух- и реже трехпараметрическое распределение Вейбула — Гнеденко [5, 9].

Обращаясь к рис. 1 и 2, нетрудно заметить, что в классической постановке при вариации уровня действующих напряжений задачу аппроксимации функции плотности распределения числа циклов необходимо решать каждый раз заново. Для исключения отмеченного обстоятельства в настоящей работе предлагается иной путь, основанный на непосредственной обработке полученной информации компьютерными методами.

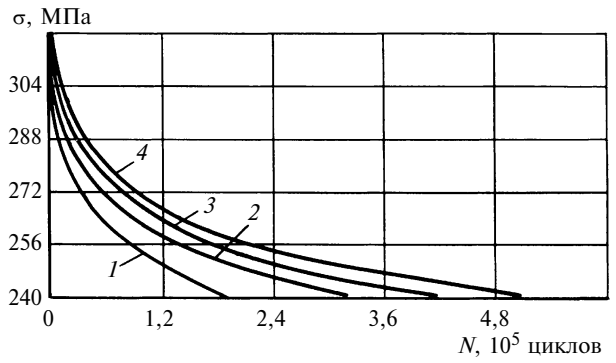


Рис. 2. Допустимое число циклов *N* нагружения в зависимости от уровня напряжения σ при α = 0,01 (кривая *1*); 0,05 (*2*); 0,010 (*3*); 0,015 (*4*) для сталей 17ГС, 17Г1С

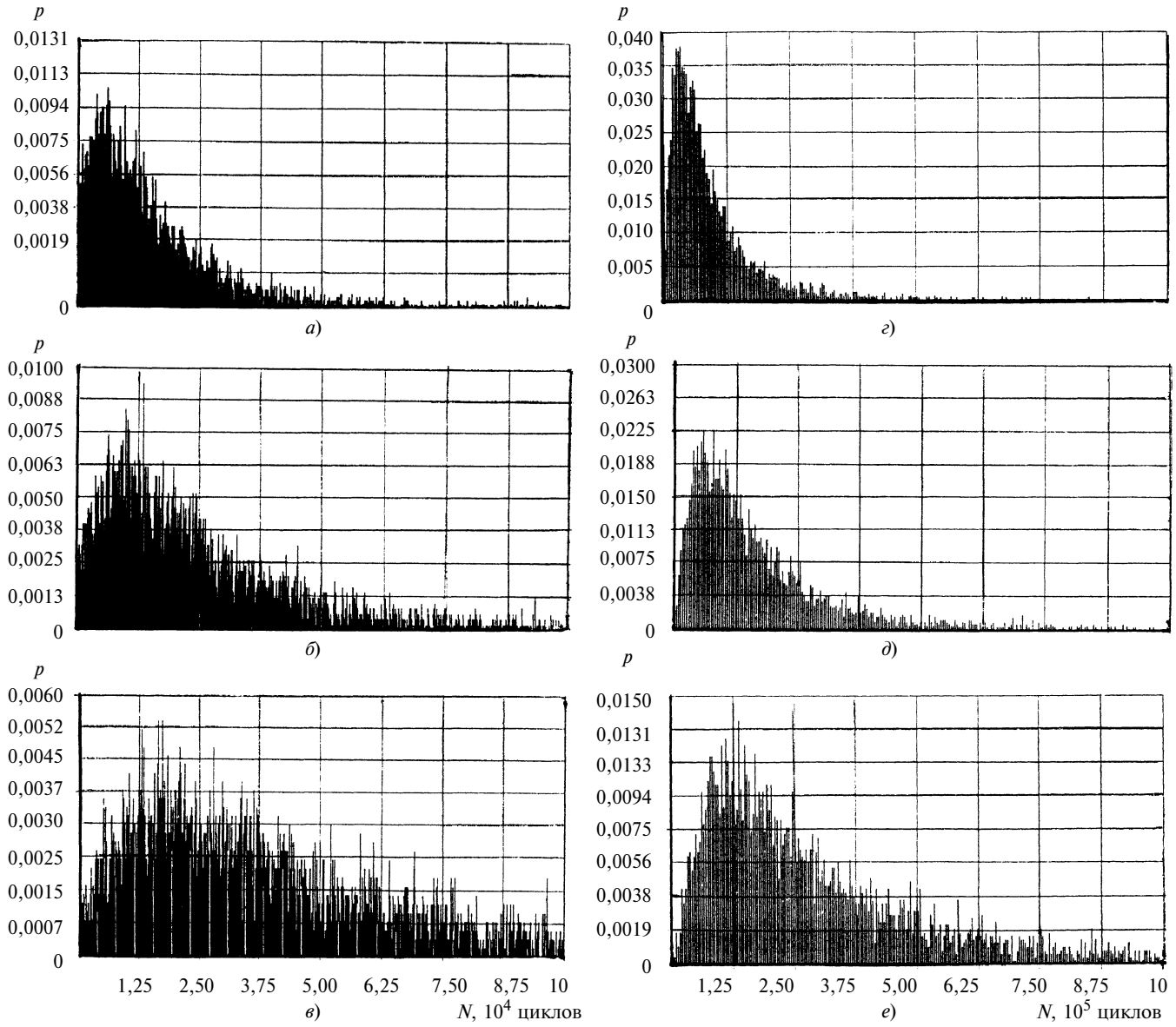


Рис. 3. Функции *p* распределения числа циклов *N* до появления усталостной трещины в стали 14ХГС при σ = 300 (*а*), 290 (*б*), 280 (*в*), 270 (*г*), 260 (*д*), 240 МПа (*е*)

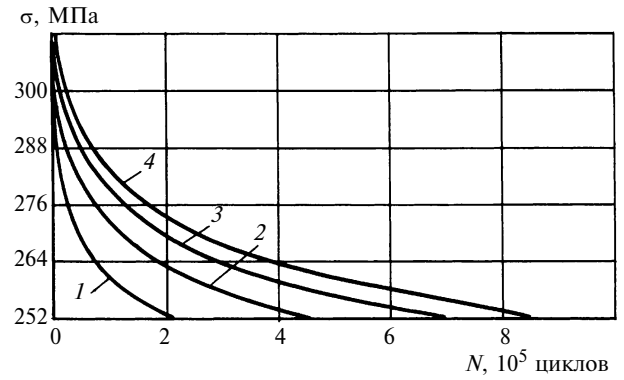


Рис. 4. Допустимое число циклов *N* нагружения в зависимости от уровня напряжения σ при α = 0,01 (*1*); 0,05 (*2*); 0,010 (*3*); 0,015 (*4*) для стали 14ХГС

Принимая во внимание то, что объем выборки случайной величины *N* может быть задан достаточно большим (на рис. 1 — пять тысяч), при построении гистограммы функции плотности распределения *N* число интервалов разбиения также может быть задано достаточно большим (рис. 1, *а—в* — 500 интервалов; рис. 1, *г—е* — 2÷250 интервалов). Данное обстоятельство позволяет легко осуществить численную процедуру расчета любых значений квантилей случайной величины *N*, поскольку площадь под кривой функции плотности распределения равна единице. В качестве результатов выполненных расчетов на рис. 2 при различных уровнях вероятности разрушения материала вследствие усталости (α = 1, 5, 10, 15 %) показаны предельные числа циклов его деформирования в зависимости от действующих в материале напряжений.

Результаты аналогичных исследований и расчетов для стали 14ХГС отражены на рис. 3 и 4. Отмеченные

выше закономерности для этой стали сохраняются. В то же время, учитывая, что механические свойства стали 14ХГС ниже, чем сталей 17ГС и 17Г1С, при одних и тех же уровнях напряжений числа циклов до появления усталостных трещин оказываются существенно меньшими.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Оценка** прочностных характеристик материала трубопроводов, длительное время находившихся в эксплуатации / В. Н. Сызранцев, А. П. Невелев, С. П. Голофаст, К. К. Лысяный // Вестник машиностроения. 2007. № 6. С. 17—22
2. **Гусев А. С., Светлицкий В. А.** Расчет конструкций при случайных воздействиях. М.: Машиностроение, 1984. 240 с.
3. **Иванов А. С.** Взаимосвязь законов распределения пределов выносливости деталей и образцов разных размеров // Работоспособность и надежность деталей машин: Тр. МВТУ. М.: МВТУ им. Н. Э. Баумана. 1980. № 333. С. 36—50.
4. **Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П.** Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник. М.: Машиностроение, 1985. 224 с.
5. **Степнов М. Н.** Статистические методы обработки результатов механических испытаний: Справочник. М.: Машиностроение, 1985. 232 с.
6. **Трощенко В. Т., Сосновский Л. А.** Сопротивление усталости металлов и сплавов: Справочник. Ч. 1, Ч. 2. Киев: Наукова думка, 1987. Ч. 1. 505 с., Ч. 2. С. 506—1303.
7. **Когаев В. П., Дроздов Ю. Н.** Прочность и износостойкость деталей машин: Учеб. пособие для машиностр. спец. вузов. М.: Высшая школа, 1991. 319 с.
8. **Прочность** при малоцикловом нагружении. Основы методов расчета и испытаний / С. В. Серенсен, Р. М. Шнейдерович, А. П. Гусенков и др. М.: Наука, 1975. 286 с.
9. **Поллард Дж.** Справочник по вычислительным методам статистики: Пер. с англ. В. С. Занадворова / Под ред. и с предисл. Е. М. Четыркина. М.: Финансы и статистика, 1982. 344 с.

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

(под общей редакцией академика Российской академии космонавтики и Российской инженерной академии, д-ра техн. наук Ю. Н. Дроздова)

УДК [621.456.3-752.004.63].001.57

Ю. Н. ДРОЗДОВ, д-р техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН),
А. А. ТУТНОВ, Ан. А. ТУТНОВ, доктора технических наук, Е. Е. АЛЕКСЕЕВ (РНЦ "Курчатовский институт"),
В. В. МАКАРОВ, А. В. АФАНАСЬЕВ (ОКБ "Гидропресс", г. Подольск)

Расчетно-экспериментальные исследования фреттинг-коррозии и колебаний тепловыделяющих сборок водоводяного энергетического реактора ВВЭР-1000

Освещаются методика и результаты новых расчетно-экспериментальных исследований фреттинг-коррозии и собственных колебаний ТВС реактора ВВЭР-1000. Разработана математическая модель колебаний в механической системе: фрагмент твэла — фрагмент дистанционирующей решетки. Проведены расчетный и экспериментальный модальный анализ ТВС. Определены собственные частоты, формы, декременты колебаний ТВС, получено удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных результатов. Получены оценки динамики процесса фреттинг-коррозии и его зависимости от эксплуатационных факторов.

Procedure and results of recent rated pilot investigations of the ВВЭР-1000 reactor fuel assemblies fretting and natural oscillations are covered. Mathematical model is worked out for oscillations in the mechanical system "fragment of fuel element-fragment of spacer grid". Rated and experimental evaluation of fuel assembly is carried out. Fuel assembly fundamental frequency, forms, vibration decrement are determined, tolerable agreement of calculated and experimental data are obtained. Fretting dynamics assessment and its dependences on operating factors are derided.

1. Введение. В условиях вибрации коррозионностойкие конструкционные сплавы могут подвергаться значительному повреждению в местах контакта деталей. Эти повреждения принято называть фреттинг-повреждениями или фреттинг-коррозией. Применительно к атомной технике фреттинг впервые был обнаружен на дистанционирующих решетках (ДР) тепловыделяющих элементов (твэлов) реактора PRTR (США) [1].

Фреттинг является следствием вибрации конструкции, детали которой имеют возможность относительного перемещения. Размеры и скорость повреждения вследствие фреттинга очень сильно зависят от конструкций тепловыделяющей сборки (ТВС), конструкции активной зоны и условий эксплуатации ядерного реактора. Увеличение площади контактного участка трущихся поверхностей ведет к уменьшению повреждения. В ядерных реакторах вибрации всегда возникают из-за турбулентности потока и пульсаций давления теплоносителя. Опыт математического анализа вибрации группы связанных твэлов в потоке жидкости, проведенного разными исследователями, показывает, что в однофазной среде амплитуда вибраций линейно растет со скоростью потока, в двухфазной системе возникает более

сложная ситуация: характерная частота колебаний твэлов находится в интервале 80÷150 Гц [2].

Возникшая в конце 1960-х годов проблема ограничения ресурса работы ТВС из-за фреттинга была успешно решена к концу 1970-х — началу 1980-х годов с помощью конструкторских решений. Иссяк и интерес в атомной отрасли к стимулированным этой проблемой исследованиям, которые частично были описаны ранее. Поскольку наибольшую опасность представляет фреттинг в местах контакта твэлов с ДР был выбран эффективный путь — исключение относительных перемещений твэла и решетки. Давление решетки должно быть достаточно велико, чтобы предотвратить скольжение твэлов под действием силы, вызывающей вибрацию. Если такое скольжение начнется, фреттинг неизбежен [3]. Были изменены конструкции решеток с целью повышения их жесткости и увеличены силы контактного сцепления решеток с оболочками твэлов, обеспечен натяг.

Однако в настоящее время, спустя три десятилетия, вновь возник практический интерес атомщиков к исследованиям фреттинга. Как и ранее, он вызван проблемой увеличения срока службы и надежности ТВС [4]. Лимиты защиты от фреттинга с помощью простых конструкционных решений, предложенных ранее, исчерпаны. Нужны новые решения, обеспечение которых требует новых исследований.

Наиболее эффективным методом исследования фреттинга является сочетание расчетных методов моделирования динамики ТВС в активной зоне с проведением модельных экспериментов на образцах в лаборатории с целью определения условий, при которых исчерпывается сопротивление металла разрушению.

Повреждения при фреттинге [5] зависят от конструкционных и эксплуатационных параметров:

геометрических и физических свойств узла сопряжения "твэл—ДР" (геометрия контакта, величина зазора—натяга, площадь соприкосновения трущихся поверхностей, состояние поверхностей, объемная и поверхностная прочности материалов, динамический коэффициент трения $k_д$, толщина оксидной пленки на трущихся поверхностях и т. д.);

нормального давления на площадке контакта; амплитуды виброускорения, характеризующей переменную силу взаимодействия трущихся частей; амплитуды виброперемещений; частоты f колебаний.

Следовательно, методики моделирования поведения ТВС, твэлов и ДР должны быть ориентированы на расчет этих параметров.

2. Экспериментальные исследования вибрационных характеристик ТВС и твэлов. Виброхарактеристики полномасштабного макета ТВС исследовали на воздухе при 20 °С, осуществляя нагружение ударным молотком и электродинамическим вибростендом. Исследования проводили на стенде, показанном на рис. 1.

Перед испытаниями макет ТВС устанавливали в опорный стакан и нагружали осевой сжимающей силой. Верхний и нижний узлы крепления ТВС имеют штатную конструкцию, величина продольного поджатия соответствует поджатию ТВС при рабочей температуре в реакторе. Вибрационную нагрузку прикладывали к твэлам, ДР и опорам ТВС, вибрационный отклик ТВС измеряли с помощью пьезоэлектрических акселерометров и 16-канального анализатора и обрабатывали с помощью программного обеспечения Pulse LabShop.

В результате испытаний были определены частоты, формы и декременты собственных колебаний ТВС как целого, а также твэлов в пролетах между ДР. Из колебаний ТВС (как целого) выделены две основные группы: изгибные и крутильные колебания. Первая форма изгибных колебаний имеет частоту 5 Гц, первая форма крутильных колебаний — 7,5÷8 Гц.

В спектрах колебаний твэлов помимо гармоник, характерных для колебаний ТВС как целого, наблюдаются гармоники с частотами, характерными для данного, а также соседних пролетов. Частота колебаний твэла в пролете между ДР в первую очередь определяется длиной пролета, а также погонной массой твэла в пролете и жесткостью ДР "на поворот". Так, в нижнем пролете длиной 100 мм собственные частоты твэлов находятся в диапазоне 2÷3 кГц, в пролетах длиной 340 мм — от 83 до 138 Гц, в пролете длиной 260 мм и с более низкой погонной массой — от 280 до 370 Гц.

С целью более детального изучения влияния расположения ДР на собственные частоты твэла исследованы колебания модели, состоящей из извлеченного из ТВС твэла и фрагментов ДР. В ходе испытаний моделировали три варианта расположения ДР: ТВС с 15, 13 и 12-ю ДР. Также варьировался тип посадки твэла в ячейке ДР: с натягом и с зазором. В результате исследований коле-

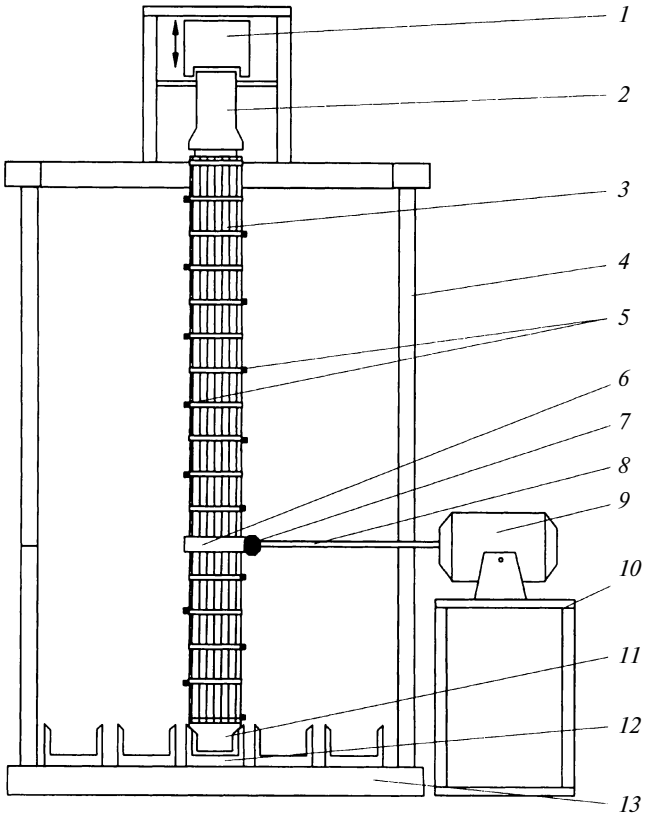


Рис. 1. Схема стенда-стапеля для вибрационных испытаний: *1* — устройство продольного поджатия ТВС; *2* — головка; *3* — макет ТВС; *4* — каркас стенда; *5* — акселерометры; *6* — хомут; *7* — динамометр; *8* — тяга; *9* — вибростенд; *10* — опора вибростенда; *11* — хвостовик; *12* — опорное гнездо; *13* — опорная плита

Эксперимент	Экспериментально определенные собственные частоты, Гц	Расчетные оценки собственных частот, Гц
Испытания девяти имитаторов фрагментов твэлов на стенде ОКБ ГП в 2002 г.	72	68÷88
Исследования собственных колебаний модели одиночного твэла в ОКБ ГП в 2005 г.:		
ТВС-2 с 15-ю ДР, все пролеты длиной 255 мм	140÷260	202÷259
ТВС-2 с 12-ю ДР и пролетами:		
между ДР1 и ДР2, ДР2 и ДР3 длиной 255 мм;	140÷260	202÷259
между ДР4 и ДР5 длиной 255 мм;	48÷66 и 140÷260	202÷259
между ДР7 и ДР8 длиной 510 мм;	48÷66	50÷64
между ДР10 и ДР11 длиной 255 мм	140÷260	202÷259
ТВС-2М, все пролеты длиной 340 мм	90÷150	113÷146

Примечание. В третьем столбце таблицы меньшее значение резонансной частоты соответствует сторой модели твэла, большее — первой.

баний модели одиночного твэла было установлено, что при совпадении длины, погонной массы пролета и типа посадки твэла в ячейке ДР собственные частоты одиночного твэла в модели и в штатной ТВС близки. При возникновении зазора в узлах сопряжения твэла с ячейкой ДР собственные частоты твэла снижаются в среднем на 9 %. При ударном возбуждении любого пролета твэла колебания этого пролета по мере удаления от возбуждаемого пролета быстро затухают. Колебания этого пролета видны только в амплитудно-частотных спектрах колебаний соседних пролетов. В более отдаленных пролетах их уже нет.

3. Расчетные исследования вибрационных характеристик ТВС и твэлов. При расчетах собственных частот фрагментов твэлов методом конечных элементов (МКЭ) [6] были рассмотрены два варианта математической модели, учитывающие конструкцию топливного столба: сплошной топливный столб и топливный столб, сопротивляющийся только сжатию. Во втором случае топливный столб не сопротивляется растяжению: образуются осевые зазоры. Первый вариант более жесткий и дает бóльшие значения собственных частот фрагментов твэлов, чем реальный фрагмент твэла, второй — меньшие значения. Кроме того, не учитывались зазоры, которые могут быть как между самими топливными таблетками, так и между таблетками и оболочкой в реальных твэлах.

Результаты расчета собственных частот выделенных фрагментов твэлов и экспериментальные данные, определенные для фрагментов твэлов на воздухе, представлены в таблице. Испытания проводили на стенде ОКБ "Гидропресс".

Видно, что экспериментально определенные значения собственных частот в основном соответствуют указанным расчетным оценкам, что говорит о правильности составленной математической модели колебаний фрагментов твэлов. В случае ТВС-2 с 12-ю ДР для ДР4 и ДР5 обнаруженные низкие частоты 48÷66 Гц, как и указывалось при описании результатов эксперимента, соответствуют частотам колебаний фрагментов твэлов соседних пролетов длиной 510 мм. Наибольшие значения собственных частот фрагментов твэлов соответствуют математической модели, в которой топливный столб рассматривается не как составленный из топливных таблеток, а как сплошной. Это упрощает конечно-элементную модель, а соответствующие расчеты являются консервативными при оценке фреттинг-повреждений.

4. Экспериментальные исследования фреттинг-износа в узлах "твэл—ячейка ДР". Экспериментальные исследования на первом этапе проводили в стоячей воде при температуре 20 °С на двух- и трехпролетных образцах, состоящих из оболочки твэла с имитаторами топливных таблеток, имитатора нижней опорной решетки и двух либо трех имитаторов ДР. В общей сложности были испытаны 18 образцов двух конструктивных исполнений с различной комбинацией пролетов длиной 100, 255 и 340 мм. Оси образцов располагали под углами 0, 45° и 90° к направлению вибрации, т. е. возбуждалась продольно-поперечная вибрация образцов. Внешний вид модели и образцов показан на рис. 2. Модель представляла собой вертикально подвешенную на пружинах над электродинамическим вибратором плиту с герме-

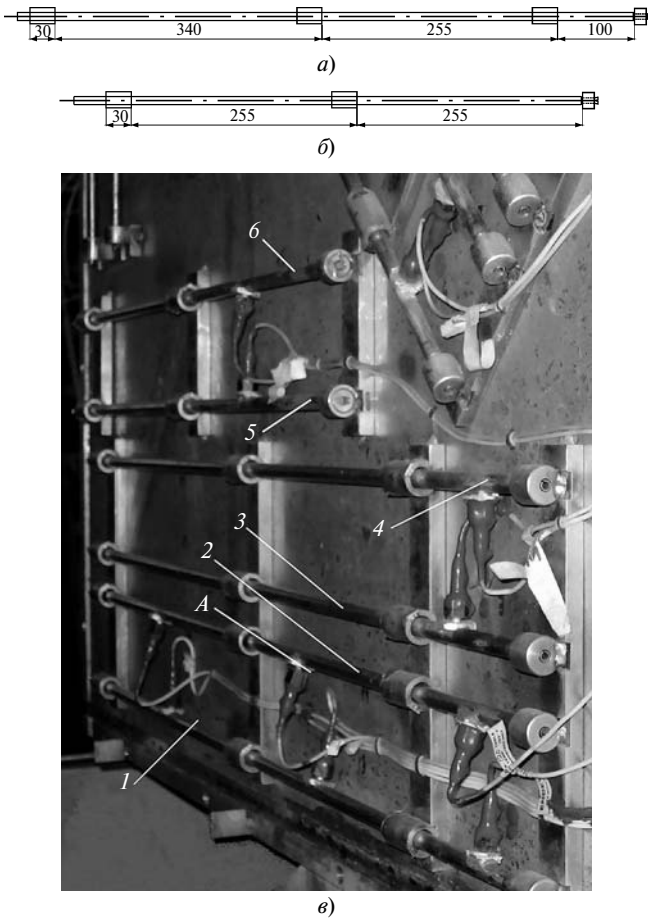


Рис. 2. Исполнения образцов (*а*, *б*) и установка для их испытаний на фреттинг-износ (*в*):
1÷6 — образцы; *А* — акселерометр

тичной крышкой из оргстекла. На плите закрепляли образцы твэлов. На образцах твэлов закрепляли подводные акселерометры. Плиту закрывали крышкой, заполняли водой и соединяли с вибратором. Испытания состояли из восьми этапов продолжительностью 50÷55 ч каждый, в течение каждого этапа амплитуда и частота вибрации поддерживались постоянными. По завершении каждого этапа измеряли поперечные зазоры в узлах "твэл—ДР", которые могут являться косвенным признаком начала процесса изнашивания. Если появление новых зазоров в соединениях не отмечалось, следующий этап проводили при двукратном увеличении амплитуды или частоты вибрации. Параметры вибрационных испытаний на этапах варьировали в следующих диапазонах: частота синусоидальных колебаний 16,5÷99 Гц; амплитуда виброускорений 1÷25 м/с^2; длительность испытаний — около 50 ч.

После этапов 6÷8, когда в узлах "твэл—ДР" появлялись поперечные зазоры и были выявлены следы виброизноса оболочек твэлов в местах контакта оболочки с пуклевкой ячейки ДР, были проведены профилометрирование оболочек твэлов и измерение вписанных диаметров ячеек образцов с наибольшими зазорами. По результатам измерений построены графики зависимостей глубины износа оболочек от контрольной амплитуды виброускорения и приращения вписанного диаметра ячеек от числа циклов вибронагружения (рис. 3). Максимальная глубина износа оболочек твэлов составляла около 30 мкм.

Вписанный диаметр ячеек ДР увеличился в среднем на 0,1 мм. Максимальное приращение диаметра произошло на этапах 5 и 6 при амплитудах около 16 м/с^2, в дальнейшем, несмотря на увеличение амплитуды вибрации, скорость приращения снизилась в 15 раз.

Эксперименты, аналогичные описанным выше, проводили при рабочей температуре теплоносителя на специальном стенде в течение 750 ч. Испытывали макеты твэлов с различными зазорами и натягами в местах контакта оболочки с ячейками ДР. Амплитуда виброускорений для разных макетов изменялась в диапазоне 5÷30 м/с^2. Всего было испытано 18 макетов. Лишь на одном из них был зафиксирован износ оболочки на глубину 300 мкм. Указанный макет испытывался с амплитудой виброускорений около 30 м/с^2 при частоте вибраций 32 Гц. Исходный диаметральный зазор в зоне контакта оболочки с ячейкой ДР составлял 0,1 мкм. На всех остальных образцах износ оболочки, превышающий шероховатость поверхности, зафиксирован не был.

5. Разработка эмпирической модели фреттинг-износа оболочек твэлов ВВЭР в местах контакта с ДР. На основании анализа экспериментальных данных была разработана эмпирическая модель фреттинг-износа оболочек твэлов в зоне их контакта с ДР.

Рассмотрим сначала случаи изнашивания под действием поперечных вибраций твэла. Экспериментальные данные, полученные в ОКБ ГП, свидетельствуют о фреттинг-повреждаемости только тех узлов "твэл—ДР", в которых ослабли натяги и образовались зазоры. Это свидетельствует о том, что даже при минимальных контактных давлениях фреттинг-износ существенно меньше, чем при наличии зазора между соударяющимися деталями. В связи с этим в модели изнашивания оболочки и пуклевки должны присутствовать уравнения, описывающие изменение контактных сил при наличии исходного натяга, а также кинетические уравнения снижения натяга и появления диаметрального зазора.

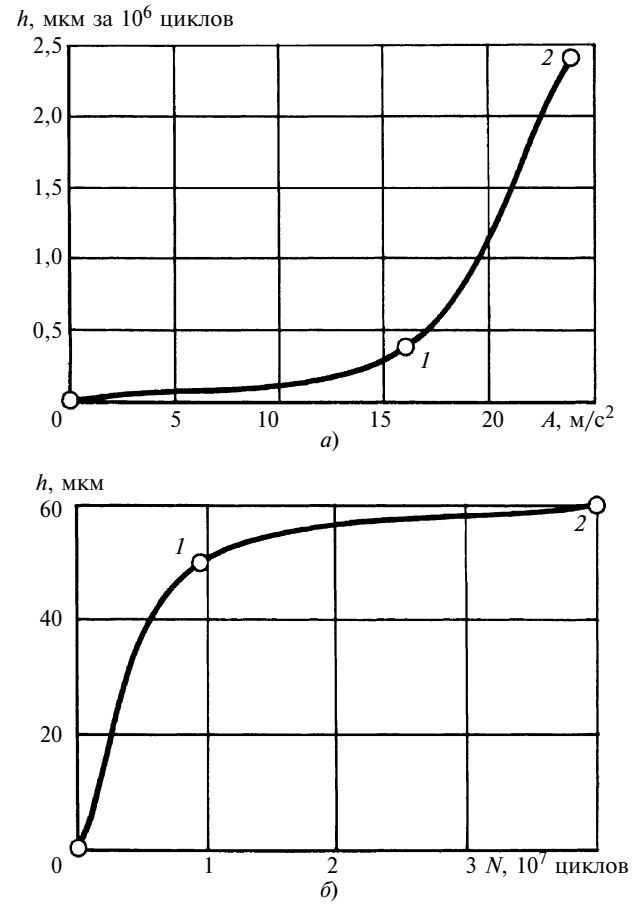


Рис. 3. Зависимость глубины *h* износа оболочек от контрольной амплитуды *A* виброускорения (*а*) и пуклевок от числа *N* циклов (*б*): *1* — износ на этапе 7 (A = 14÷17 м/с^2, τ = 50 ч 45 мин), амплитуда в пролете 340 мм — до 37 м/с^2; *2* — износ на этапе 8 (A = 22÷25 м/с^2, τ = 52 ч 20 мин), амплитуда в пролете 340 мм — до 57 м/с^2; *1* — износ после этапов 5 и 6 (A = 16 м/с^2, τ = 105 ч 30 мин); *2* — износ после этапов 5÷8 (A = 14÷25 м/с^2, τ = 208 ч 35 мин)

Если твэл вставлен в ячейку ДР с исходным натягом $\Delta < 0$, то при упругопластическом поведении материала контактное усилие на оболочку в зоне каждой пуклевки можно описать зависимостью $P_к = 0$; при $\Delta \geqslant 0$ зависимость имеет вид $P_к = -P_R\left[1 - \exp\left(-\frac{c|\Delta|}{2}\right)\right]$, где $c = \chi/P_R$ при $P_R > 0$ (χ — жесткость пуклевок ячеек ДР, определяемая расчетным путем и зависящая от свойств материала и геометрии ячеек ДР; P_R — абсолютная величина предельно возможного контактного усилия, оказываемого пуклевкой на оболочку в условиях ее развитого пластического деформирования).

Фактический упругий натяг, сохраняющийся после установки твэла в ячейку ДР, с учетом полученных пуклевкой пластических деформаций запишется в виде:

$$\Delta_e = -2\frac{P_R}{\chi}\left[1 - \exp\left(-\frac{\chi|\Delta|}{2P_R}\right)\right] \text{ при } \Delta < 0$$

$$\text{и } \Delta_e = 0 \text{ при } \Delta \geqslant 0.$$

В процессе эксплуатации натяг будет уменьшаться из-за релаксации напряжений в пуклевке. Кроме того, будет происходить раздорновка (увеличение диаметра вписанной окружности) ячейки ДР под действием циклической нагрузки, вызванной вибрацией твэла. Изменение текущего натяга (зазора) Δ_t во времени можно описать уравнением

$$\Delta_t = \Delta_e + \int_0^T d\Delta_{V_n}, \qquad (1)$$

где $d\Delta_{V_n} = d\Delta_V + d\Delta_n + d\Delta_D$ [здесь: $d\Delta_V$ и $d\Delta_n$ — изменение натяга (зазора) из-за соответственно релаксации напряжений в пуклевке и раздорновки ячейки ДР циклической нагрузкой, вызванной вибрацией твэла; $d\Delta_D$ — изменение натяга (зазора) вследствие изменения диаметра оболочки под действием перепада давления в условиях терморадиационной ползучести].

Изменение $d\Delta_D$ в процессе эксплуатации определяется расчетом с помощью вычислительных кодов, моделирующих терморадиационную механику твэлов. Изменение величины натяга (зазора) из-за раздорновки ячейки определяется зависимостью $d\Delta_n = kdN = k\nu d\tau$, где N — число циклов изменения контактной силы; k — коэффициент скорости раздорновки, зависящий от амплитуды контактной силы (в первом приближении эту зависимость будем считать линейной); ν — частота колебаний твэла (изменения контактной силы) в пролете между ДР.

Контактная сила в опоре пропорциональна прогибу твэла в середине пролета между опорами и обратно пропорциональна кубу длины пролета. В свою очередь, при гармонических колебаниях амплитуда прогиба в середине пролета линейно связана с амплитудой ускорения в точке с той же координатой через коэффициент $1/(2\pi\nu)^2$. Следовательно, выражение для $d\Delta_n$ можно переписать в виде:

$$d\Delta_n = \frac{\bar{k}a}{\nu^2}d\tau, \qquad (2)$$

где a — амплитуда ускорения в середине пролета; $\bar{k}$ — коэффициент, определяемый экспериментально.

Отметим, что в экспериментах ОКБ "Гидропресс" в 2005 г. на протяжении первых шести этапов нагружения с повышением амплитуды ускорения на каждом этапе нагружения не было обнаружено следов фреттинг-износа оболочек и пуклевок, превышающих шероховатость поверхности. В то же время зазор за указанный период образовался. Поскольку испытания на стенде проводили при температуре 20 °С, при которой термическая ползучесть пренебрежимо мала, а радиационная и вовсе отсутствует, составляющая $d\Delta_V$ в уравнении (1), характеризующая снижение натяга из-за релаксации напряжений, близка к нулю. Также ничтожно мала составляющая $d\Delta_D$, связанная с изменением наружного диаметра оболочки твэла. Следовательно, зная величину образовавшегося зазора за шесть этапов испытаний образцов, можно подобрать коэффициент $\bar{k}$, характеризующий скорость раздорновки ячейки. Если в выражение (2) подставить ускорение в м/с^2 и частоту в Гц, то получим $\bar{k} = 5{,}2 \cdot 10^{-5}$ мм. Это значение коэффициента $\bar{k}$ относится к ячейкам ДР с короткой пуклевкой. Для получения значений $\bar{k}$ для ячеек ДР других конструкций необходимо провести аналогичные экспериментальные исследования. Величина изменения натяга из-за релаксации напряжений в ячейке ДР оценивается путем трехмерного моделирования деформации твэлов и ячеек ДР с помощью МКЭ.

Перейдем к выводу зависимости для скорости изнашивания оболочки в условиях поперечных колебаний твэла. В основу модели положим гипотезу Кузнецова [7] о том, что изнашивание в заданной точке пропорционально работе сил трения на элементе поверхности, включающем эту точку [1]. Тогда скорость изменения глубины износа оболочки запишется следующим образом:

$$\frac{dh}{dN} = \frac{dh}{\nu d\tau} = \bar{\varsigma} f_{\text{тр}} \frac{R_{\text{к}}}{S} U, \qquad (3)$$

где h — глубина износа; $f_{\text{тр}}$ — коэффициент трения; $R_{\text{к}}$ — контактная сила, действующая по нормали на оболочку со стороны пуклевки; U — перемещение оболочки относительно пуклевки поперек ее нормали; $\bar{\varsigma}$ — коэффициент, характеризующий скорость изнашивания; ν_V — частота виброколебаний твэла в пролете между ДР; S — площадь контакта пуклевки с оболочкой.

Коэффициент трения, согласно классической теории, не зависит от размера площадки, к которой приложена контактная сила. Однако в случае, когда площадка контакта мала, это правило нарушается. Строго говоря, трение скольжения с ростом контактного давления переходит в так называемое трение пропахивания. Коэффициент трения при этом может увеличиваться в несколько раз. Величину коэффициента трения в зависимости от контактного давления определяют по формуле $f_{\text{тр}} = f_{\text{тр}0}(1 + \bar{A}\, P_{\text{к}}^n)$, где $f_{\text{тр}0}$ — коэффициент трения скольжения для пары "цирконий — цирконий"; $\bar{A}$, n — коэффициенты, определяемые экспериментально на специальном устройстве; $P_{\text{к}} = R_{\text{к}}/S = R_{\text{к}}/(l_p g)$ — контактное давление (здесь l_p — длина пуклевки; g — ширина пятна контакта).

Для циркониевых деталей, покрытых оксидной пленкой, коэффициент $f_{\text{тр}}$ трения скольжения будет увеличиваться по мере изнашивания пленок, т. е. он зависит от пути трения и может меняться в пределах 0,15÷1,0.

Ширина g увеличивается по мере увеличения глубины h износа оболочки. Зависимость g от h можно получить из геометрических соображений. Так, если принять, что при отсутствии износа ширина пятна контакта близка к нулю, а геометрия пуклевки описывается параболической зависимостью $y = Ax^2$, то после неслож-

ных преобразований получим следующее выражение для ширины пятна контакта:

$$g = 2\sqrt{[R - 10^{-3}h(1+\mu)] - \frac{1}{2A} + \sqrt{[R - 10^{-3}h(1+\mu)+1]^2 + \frac{R + 10^{-3}h(1+\mu)}{A}}}, \quad (4)$$

где μ — отношение скорости изнашивания пуклевки к скорости изнашивания оболочки.

Поскольку обычно ширина пуклевки и наружный радиус оболочки задаются на чертеже в мм, а глубина износа измеряется в мкм, в формуле (4) перед h введен коэффициент 10^{-3}.

Коэффициент $\bar{\varsigma}$ в формуле (3) примем зависящим от параметра ω, характеризующего уровень накопленных циклических повреждений. Параметр ω представляет собой интеграл отношения накопленного числа циклов нагружения к разрушающему числу циклов. Это будет косвенным образом учитывать накопление усталостных повреждений в материале оболочки и влияние накопленных повреждений на износостойкость материала. Разрушающее число циклов $N_р$ можно связать с амплитудой изменения напряжений $\Delta\sigma$ зависимостью Вейлера: $\Delta\sigma = \frac{C}{(N_р)^p} + \sigma_{-1}$, где σ_{-1} — предел выносливости; C, p — экспериментально определяемые коэффициенты.

Здесь следует отказаться от соблазна определять коэффициенты σ_{-1}, C, p на основании прямой обработки кривой усталости, так как структурный параметр повреждаемости ω, контролирующий уменьшение скорости сопротивления изнашиванию, вовсе не обязан совпадать с параметром, контролирующим процесс разрушения при циклическом нагружении. В связи с этим величину σ_{-1} следует рассматривать не как предел выносливости, а как порог чувствительности материала к изнашиванию по уровню действующих в поверхностном слое напряжений. Амплитуда напряжений пропорциональна амплитуде изменения контактного давления: $K\Delta\sigma = DR_к$. С учетом сделанных замечаний получим:

$$\bar{\varsigma} = \varsigma_1\left(\frac{N}{N_р}\right)^m = \varsigma(\nu\tau)^m\left(\frac{DR_к}{S} - \sigma_{-1}\right)^{m/p},$$

где τ — время; S — площадь контакта пуклевки с оболочкой ($S = g(h)l_p$); D, m, p — коэффициенты, определяемые экспериментально.

Рассмотрим связь контактной силы $R_к$ и перемещения при скольжении оболочки поперек оси симметрии пуклевки с параметрами поперечных колебаний твэла. Пусть вертикальная плоскость, в которой происходят колебания твэла, расположена под углом α к оси симметрии пукли (рис. 4). Амплитуду перемещений в ячейке ДР можно представить как амплитуду перемещений середины двойного пролета твэла между ДР. Обозначим ее через v и разложим на составляющие вдоль (v_r) и поперек (v_θ) оси симметрии пукли: $v_r = v|\cos\alpha|$; $v_\theta = v|\sin\alpha|$.

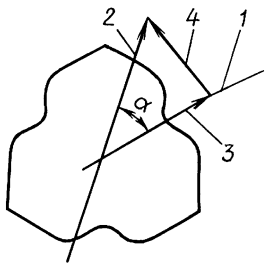


Рис. 4. Схема колебаний твэла: *1* — ось симметрии пуклевки; *2* — направление колебания твэла; *3* и *4* — амплитуды колебаний твэла в радиальном (v_r) и азимутальном (v_θ) направлениях

Поскольку в экспериментальных исследованиях вибрационных колебаний твэлов, как правило, регистрируют амплитуды ускорения в середине пролетов, выразим через нее перемещения v_r и v_θ, учитывая гармонический характер конкретной моды колебаний:

$$v_r = \frac{a_D}{(2\pi\nu_D)^2}|\cos\alpha|; \quad v_\theta = \frac{a_D}{(2\pi\nu_D)^2}|\sin\alpha|,$$

где a_D — амплитуда виброускорений в середине двойного пролета для моды колебаний с частотой ν_D, соответствующей пролету $2L$ (L — расстояние между серединными плоскостями ДР).

Перемещение твэла в ячейке ДР ограничено величиной диаметрального зазора. Поэтому величина проскальзывания U твэла в ячейке поперек оси симметрии пуклевки в уравнении (3) будет равна меньшей из двух величин: диаметрального зазора и размаха перемещений поперек оси симметрии пуклевки:

$$U = \min\begin{cases}\Delta \\ \dfrac{2a_D}{(2\pi\nu_D)^2}|\sin\alpha|\end{cases}.$$

Отметим, что, принимая гипотезу о гармоническом характере виброколебаний, ускорение в середине двойного пролета можем выразить через ускорение середины одинарного пролета: $a_D = \sqrt{2}\,a$, где a — ускорение в середине одинарного пролета с модой колебаний, характерной для двойного пролета.

Если наряду с поперечными вибрациями в ТВС наблюдаются осевые вибрации, функцию U следует заменить на выражение $U_{zz} = \sqrt{U^2 + U_z}$, где $U_z = \frac{a_z}{(2\pi\nu_z)^2} - U_{z\,реш}$ (здесь a_z, ν_z — ускорение и частота продольных колебаний твэла, $U_{z\,реш}$ — осевое перемещение решетки в зоне нахождения конкретного твэла под действием сил трения во всех ячейках). Величина $U_{z\,реш}$ вычисляется при моделировании продольных колебаний ТВС с учетом возможности проскальзывания твэлов в ячейках ДР.

При колебаниях твэла в зависимости от соотношения величины диаметрального зазора и амплитуды колебаний твэла в ячейке ДР будет происходить соударение оболочки с одной или несколькими пуклевками. При этом контактная сила, действующая на оболочку со стороны пуклевки, будет пропорциональна величине прогиба v_r твэла в середине одинарного пролета и обратно пропорциональна кубу длины (L^3) пролета: $R_к = B_1\frac{v_r}{L^3}$

или с учетом гармонического характера колебаний $R_к = B_1 \dfrac{a_\nu|\cos\alpha|}{(2\pi\nu_\nu)^2 L^3}$, где a_ν — ускорение в середине одинарного пролета твэла для моды колебаний одинарного пролета с частотой ν_ν.

Скорость изнашивания зависит от азимута направления колебаний твэла, который при соударении с пуклевкой постоянно меняется. Если обозначить через $\Phi(\alpha)$ плотность распределения вероятности вектора колебаний (угла α), то выражение для усредненной скорости изнашивания с учетом случайного характера распределения направлений колебаний запишется следующим образом:

$$\frac{dh}{d\tau} = L^3 l_p g(h(\tau)\,\nu_\nu^2) \times$$

$$\times \int_0^\pi \Phi(\alpha) \left[\int_0^\tau \nu_\nu \left(B \frac{a_\nu|\cos\alpha|}{\nu_\nu^2 L^3 l_p g(h(\tau))} - \sigma_{-1} \right)^{\frac{1}{p}} dt \right]^m \times$$

$$\times \left[1 + A \left(\frac{a_\nu|\cos\alpha|}{\nu_\nu^2 L^3 l_p g(h(\tau))} \right)^n \right] |\cos\alpha| \times$$

$$\times \min\left\{ \begin{matrix} \Delta \\ \dfrac{a}{\sqrt{2}\pi^2 \nu_D^2} |\sin\alpha| \end{matrix} \right\} d\alpha. \qquad (5)$$

Случайный характер гидродинамических возбуждающих нагрузок при продольно-поперечном обтекании теплоносителем, соударения твэла с пуклевками под разными углами к оси симметрии пуклевки и, как следствие, постоянные изменения направления отскока твэла от пуклевки обусловливают равномерный характер распределения узлов, определяющих направление колебаний твэла: $\Phi(\alpha) = 1/\pi$.

При построении модели фреттинг-износа следует учитывать факт образования на поверхности оболочек твердой оксидной пленки в первые часы работы твэлов в реакторе типа ВВЭР или в первые часы их испытаний в автоклаве при температуре выше 300 °С. Толщина этой пленки составляет около 5 мкм. В процессе эксплуатации твэла окисление оболочки твэла приводит к увеличению толщины поверхностной пленки. Следовательно, одновременно происходят два конкурирующих процесса: увеличение толщины поверхностной оксидной пленки вследствие окисления и уменьшение ее толщины в местах контакта с ДР вследствие фреттинг-износа. Дифференциальное уравнение изменения толщины оксидной пленки в зоне контакта с ДР имеет вид: $\partial\delta/\partial\tau = F_1(T, \delta) - F_2$ при начальном условии $\delta = 5$ мкм при $\tau = 0$, где δ — толщина оксидной пленки; τ — время; $F_1(T, \delta)$ — скорость роста толщины оксидной пленки, зависящая от температуры и самой толщины пленки; F_2 — скорость истирания оксидной пленки.

Вид функции F_1 для циркониевых сплавов хорошо известен: $F_1 = A\exp(-B/T)/2\delta$, где A, B — константы; T — температура.

Вопрос о том, является ли при дальнейшем окислении пленка столь же твердой, как первоначально образовавшаяся, в настоящее время до конца не ясен. В связи с этим консервативно примем, что толщина первоначально образовавшейся прочной пленки в дальнейшем не увеличивается.

С учетом замечаний о наличии твердой оксидной пленки толщиной h_0 зависимость (5) можно переписать следующим образом:

$$\left.\begin{aligned}
h &= \frac{\varsigma_1}{L^3 l_p} \int_0^\tau \left\{ \frac{a_\nu}{g(h(\tau))\nu_\nu^2} \times \right. \\
&\times \int_0^\pi \left(\int_0^\tau \left[\nu_\nu \left(B_1 \frac{a_\nu|\cos\alpha|}{\nu_\nu^2 L^3} - (\sigma_{-1})_1 \right)^{\frac{1}{p_1}} dt \right]^{m_1} \times \right. \\
&\times \left[1 + A_1 \left(\frac{a_\nu|\cos\alpha|}{\nu_\nu^2 L^3 l_p g(h)} \right)^{n_1} \right] |\cos\alpha| \times \\
&\left. \left. \times \min\left\{ \begin{matrix} \Delta \\ \dfrac{a_D|\sin\alpha|}{\sqrt{2}\pi^2 \nu_D^2} \end{matrix} \right\} \right) d\alpha \right\} d\tau \\
&\text{при } h < h_0 \text{ или } \tau \leqslant \tau_0; \\
&\text{или} \\
h &= h_0 + \frac{\varsigma_2}{L^3 l_p} \int_0^\tau \left\{ \frac{a_\nu}{g(h(\tau))\nu_\nu^2} \times \right. \\
&\times \int_0^\pi \left(\int_0^\tau \left[\nu_\nu \left(B_2 \frac{a_\nu|\cos\alpha|}{\nu_\nu^2 L^3} - (\sigma_{-1})_2 \right)^{\frac{1}{p_2}} dt \right]^{m_2} \times \right. \\
&\times \left[1 + A_2 \left(\frac{a_\nu|\cos\alpha|}{\nu_\nu^2 L^3 l_p g(h)} \right)^{n_2} \right] |\cos\alpha| \times \\
&\left. \left. \times \min\left\{ \begin{matrix} \Delta \\ \dfrac{a_D|\sin\alpha|}{\sqrt{2}\pi^2 \nu_D^2} \end{matrix} \right\} \right) d\alpha \right\} d\tau
\end{aligned}\right\} \qquad (6)$$

при $h > h_0$ или $\tau > \tau_0$, где h_0 — толщина твердой оксидной пленки; τ_0 — время, когда глубина износа составляет R_0. Отметим, что в формулах (6) в силу того, что тригонометрические функции берутся по модулю, интеграл по углу α

от 0 до π можно брать в пределах от 0 до $\pi/4$ с последующим умножением его на 2.

В приведенных зависимостях для глубины износа фигурируют четырнадцать экспериментально определяемых констант: m_1, m_2, ς_1, ς_2, A_1, A_2, n_1, n_2, B_1, B_2, p_1, p_2, $(\sigma_{-1})_1$, $(\sigma_{-1})_2$. Очевидно, что для их нахождения необходимо иметь результаты не менее двенадцати экспериментов по определению глубины износа оболочки. К сожалению, существующая база данных об износе оболочек твэлов, полученная как в результате стендовых экспериментов, так и при работе в реакторе в большинстве случаев дает лишь косвенные и неточные данные о глубине износа. Можно отметить лишь три эксперимента, в которых глубина износа была оценена с помощью металлографических исследований шлифов. В частности, в двух экспериментах на стенде ОКБ "Гидропресс", описанных в начале статьи, после испытаний образцов в течение ≈50 ч на седьмом и восьмом этапах нагружения при температуре 20 °С и разных уровнях амплитуды ускорений и частоты вибраций на образцах была определена глубина износа в 10 и 30 мкм соответственно. Кроме того, в экспериментах при температуре, близкой к рабочей, на одном из образцов была зафиксирована глубина износа оболочек твэлов 300 мкм за 750 ч испытаний. Во всех остальных случаях имеется упоминание либо о наличии износа без указания его глубины, либо о признаках износа в пределах рельефа шероховатой поверхности, либо о полном отсутствии износа.

В создавшихся условиях названные четырнадцать неизвестных коэффициентов в уравнениях (6) можно искать только методом линейного программирования с поиском минимума функции вида: $\Phi = \sum_{i=1}^{N} f_i(h_i, \bar{h}_i)$, где h_i, $\bar{h}_i$ — расчетная и экспериментально определенная глубина износа; $f_i(h_i \bar{h}_i) = (h_i - \bar{h}_i)^2$ — для экспериментов, в которых глубина износа была определена на шлифах (металлографическим методом).

Для экспериментов, в которых глубина износа металлографическим методом не определялась, функцию $f_i(h_i, \bar{h}_i)$ запишем в виде:

$$f_i(h_i \bar{h}_i) = \begin{cases} 0 & \text{при } \bar{h}_{i1} \leqslant h_i \leqslant \bar{h}_{i2}; \\ (h_i - \bar{h}_{i1})^2 & \text{при } h_i < \bar{h}_{i1}; \\ (h_i - \bar{h}_{i2})^2 & \text{при } h_i > \bar{h}_{i2}, \end{cases}$$

где $\bar{h}_{i1}$ и $\bar{h}_{i2}$ — границы возможной глубины износа оболочки, экспертно назначенные на основании сведений, имеющихся в описаниях экспериментов, и уточняющих устных пояснений специалистов, проводивших эксперименты.

В случае, если в отчетных материалах указывается, что износ не обнаружен, $\bar{h}_{i1}$ принимается равным нулю, а $\bar{h}_{i2}$ — равным максимальной высоте неровностей шероховатой поверхности.

Несмотря на достаточно высокую эффективность данного подхода к поиску неизвестных коэффициентов в уравнениях износа оболочек твэлов, имеющейся базы экспериментальных данных явно недостаточно для построения полноценной математической модели с четырнадцатью коэффициентами, характеризующими сопротивление материала изнашиванию. Дело в том, что кроме трех уже упомянутых экспериментов только два несут принципиально новую информацию об отсутствии следов износа на оболочках при испытаниях в горячем и холодном состояниях. Консервативно для одного эксперимента из серии с отсутствием следов износа с максимальным уровнем нагружения можно принять глубину износа равной высоте неровностей шероховатой поверхности. Остальные эксперименты либо в той или иной степени дублируют информацию, полученную в пяти уже упомянутых экспериментах, либо не дают достоверных данных о глубине износа оболочки.

В связи с этим число неизвестных коэффициентов необходимо уменьшать путем сокращения эффектов, учитываемых в разработанной модели. Так, положив $A_1 = 0$ и $A_2 = 0$, мы не будем учитывать зависимость коэффициента трения от контактной силы, т. е. эффект приработки зоны контакта оболочки и пуклевки. При этом автоматически отпадет необходимость в определении коэффициентов n_1 и n_2, так как множители, в которых они присутствуют, все равно умножаются на ноль. Примем также, что в поперечном сечении пуклевка достаточно тупая и в процессе износа пуклевки и оболочки ширина пятна контакта не меняется [$g(h)$ = const]. Кроме того, консервативно примем порог чувствительности материала к износу по уровню напряжений $\sigma_{-1} = 0$. В результате в модели останутся шесть неизвестных коэффициентов, а формулы (6) примут вид:

$$\left.\begin{aligned} h &= \\ &= \frac{\varsigma_1}{L^3 l_p}\left(\int_0^{\tau}\frac{a_\nu(\tau)}{g(h(\tau))\nu_\nu^2(\tau)}\int_0^{\pi}\left[\left(\int_0^{\tau}\nu_\nu\left(\frac{a_\nu(t)|\cos\alpha|}{\nu_\nu^2(t)L^3}\right)^{\frac{1}{p_1}}dt\right)^{m_1}\times\right.\right. \\ &\left.\left.\times|\cos\alpha|\min\left\{\frac{\Delta}{\frac{a_D|\sin\alpha|}{\sqrt{2}\pi^2\nu_D^2}}\right\}\right]d\alpha\right)d\tau; \\ h &= h_0 + \frac{\varsigma_2}{L^3 l_p}\left(\int_0^{\tau}\frac{a_\nu(\tau)}{g(h(\tau))\nu_\nu^2(\tau)}\int_0^{\pi}\left[\left(\int_0^{\tau}\nu_\nu\times\right.\right. \\ &\left.\left.\times\left(\frac{a_\nu(t)|\cos\alpha|}{\nu_\nu^2(t)L^3}\right)^{\frac{1}{p_2}}dt\right)^{m_2}|\cos\alpha|\min\left\{\frac{\Delta}{\frac{a_D|\sin\alpha|}{\sqrt{2}\pi^2\nu_D^2}}\right\}\right]d\alpha\right)d\tau \\ &\text{при } h > h_0 \text{ или } \tau > \tau_0. \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

УДК. 539.371

А. С. ИВАНОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Нормальная, угловая и касательная контактные жесткости плоского стыка

Расчетно-экспериментальным методом получены формулы для расчета при повторном нагружении: сближения, угла перекоса и смещения в стыке под действием соответственно сжимающей силы, опрокидывающего момента и сдвигающей силы; нормальной; угловой и касательной жесткостей стыка и соответствующих им частот свободных колебаний.

Using experiment-calculated procedure, formulae are derived to evaluate convergence, angle of shift and displacement at junction under the action of contractive force, of tilting moment and of shear correspondingly; normal, angular and tangent joint rigidity, and respective natural resonant frequencies at reloading.

Сближение δ при повторном нагружении номинальным давлением σ в контакте, учитывающее деформацию микронеровностей, волн и макроотклонений, связано с параметрами, известными на стадии проектирования, зависимостью [1]

$$\delta/Ra = c_0\varepsilon(\sigma/E)^{0,5}, \qquad (1)$$

где $Ra = (Ra_1 + Ra_2)/2$ — средняя арифметическая высота микронеровностей контактирующих поверхностей; c_0 — безразмерный параметр, зависящий от вида обработки поверхностей и направления следов обработки, который равен 160 для контактирующих поверхностей, полученных торцовым точением или строганием, в случае параллельности следов обработки и 500 в остальных случаях (для контактирующих поверхностей, полученных шлифованием или фрезерованием независимо от направления следов обработки и торцовым точением или строганием в случае непараллельности следов обработки); $\varepsilon = f(\Delta - W\max)$ — коэффициент влияния масштаба, зависящий от допуска плоскостности Δ (табл. 1), определяемого степенью точности по ГОСТ 24643—81 и наибольшим размером l контактной поверхности, а также наибольшей высотой $W\max$ волны (табл. 2) (если контактирующие поверхности шабрили, то значение разности $\Delta - W\max$ можно принимать равным 0,8 максимальной глубины шабровочных впадин); $E = 2E_1 \times E_2/(E_1 + E_2)$ — приведенный модуль упругости.

Следует иметь в виду, что шлифование обеспечивает значения параметра Ra шероховатости от 0,08 до 1,25 мкм, точение — от 0,4 до 6,3 мкм, фрезерование — от 1,25 до 6,3 мкм, строгание — от 1,6 до 12,5 мкм. Отметим, что ранее на чертежах задавали класс шероховатости (от 1-го до 14-го), которому соответствовала следующая высота микронеровностей Ra, мкм: 1-му — от 32 до 63; 2-му — от 16 до 32; 3-му — от 12,5 до 16; 4-му — от 6,3 до 12,5; 5-му — от 3,2 до 6,3; 6-му — от 1,6 до 3,2; 7-му — от 0,8 до 1,6; 8-му — от 0,4 до 0,8; 9-му — от 0,2 до 0,4; 10-му — от 0,1 до 0,2 и т. д.

После подстановки в зависимость (1)

$$c = Rac_0/E^{0,5} \qquad (2)$$

она принимает вид

$$\delta = c\varepsilon\sigma^{0,5}. \qquad (3)$$

Из формулы (3) определяем коэффициент влияния масштаба:

$$\varepsilon = \delta/\delta_0, \qquad (4)$$

где $\delta_0 = c\sigma^{0,5}$ — сближение контактных поверхностей, наибольший размер которых l_0 = 50 мм принят за эталон.

Таблица 1

Номинальная длина (диаметр), мм	Значение допуска плоскостности Δ, мкм, для степени точности							
	3	4	5	6	7	8	9	10
Св. 25 до 40	1,2	2	3	5	8	12	20	30
Св. 40 до 63	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40
Св. 63 до 100	2	3	5	8	12	20	30	50
Св. 100 до 160	2,5	4	6	10	16	25	40	60
Св. 160 до 250	3	5	8	12	20	30	50	80
Св. 250 до 400	4	6	10	16	25	40	60	100
Св. 400 до 630	5	8	12	20	30	50	80	120
Св. 630 до 1000	6	10	16	25	40	60	100	160

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 26)

Обработка базы экспериментальных данных методами линейного программирования дала следующие значения коэффициентов в формулах (7): $\varsigma_1 = 3,673225 \cdot 10^{26}$; $\varsigma_2 = 2,5289025 \cdot 10^{10}$; $p_1 = 3,0874$; $p_2 = 0,9119$; $m_1 = 0,4$; $m_2 = 0,4$.

Расчетные оценки с помощью полученных формул показывают, что в условиях эксплуатации твэлов в составе ТВС в активных зонах ВВЭР-1000 при характерных значениях виброускорений 1,5 м/с^2 и частоте колебаний твэлов 74 Гц за время 1500 календарных суток в случае начального натяга, равного 0,1 мм, в узле "твэл — ячейка ДР" глубина износа оболочки составляет 10^{-5} мкм. В случае начального натяга, равного 0,01 мм, при тех же параметрах нагружения глубина износа составляет 0,2 мкм.

Таблица 2

Вид обработки	Класс чистоты	*Ra*, мкм	Высота волны *W*max, мкм	Степень точности
Строгание	3 4 5	8÷16 5÷8 2,5÷5	18 12 3,5	9÷10 9÷10 7÷8
Фрезерование	4 5 6 7	5÷8 2,5÷5 1,25÷2,5 0,63÷1,25	40 15 9 7,5	9÷10 7÷8 5÷6 5÷6
Точение	4 5 6 7	5÷8 2,5÷5 1,25÷2,5 0,63÷1,25	12 10 4 3	7÷8 7÷8 5÷6 5÷6
Плоское шлифование	6 7 8 9	1,25÷2,5 0,63÷1,25 0,32÷0,63 0,16÷0,32	9 7,5 3,75 1,2	5÷6 5÷6 5÷6 3÷4
Круглое шлифование	6 7 8 9 10	1,25÷2,5 0,63÷1,25 0,32÷0,63 0,16÷0,32 0,08÷0,16	6 3 2 0,75 0,5	5÷6 5÷6 5÷6 3÷4 3÷4
Доводка поверхностей	10 11	0,08÷0,16 0,04÷0,08	0,5 0,25	3÷4 3÷4

Считают:

$$\text{при } l = 50 \text{ мм } \varepsilon = 1;$$
$$\text{при } l < 50 \text{ мм } \varepsilon = l/50; \qquad (5)$$
$$\text{при } l > 50 \text{ мм, если } 3a^{1/3} < a,$$
$$\text{то } \varepsilon = 3a^{1/3}, \text{ и, если } 3a^{1/3} > a,$$
$$\text{то } \varepsilon = 0{,}5a + (1 - a^2/12)^{1/2},$$
$$\text{где } a = \Delta_0/\delta_0.$$

Сближение при первом нагружении также может быть оценено по формуле (1), для чего коэффициент пропорциональности c_0 следует увеличить в δ_1/δ раз, где δ_1 — сближение при первом нагружении. Соотношение δ_1/δ находится в пределах 2÷4 и зависит от твердости и шероховатости контактирующих поверхностей.

Конструктора интересуют не только сближения, но и углы поворота в стыке контактирующих деталей. Если стык сжат силой, при которой в нем возникает номинальное давление σ_0, а затем к стыку приложен опрокидывающий момент M, то под действием момента возникает угол φ поворота стыка, вызванный контактной деформацией, который можно оценить по формуле

$$\varphi \approx k\varepsilon M/I, \qquad (6)$$

где k — коэффициент нормальной контактной податливости, мм^3/Н, численно равный тангенсу угла наклона касательной к графику зависимости сближения δ от давления σ при $\sigma = \sigma_0$:

$$k = \mathrm{tg}\,\alpha_\sigma = 0{,}5\,Ra\,c_0/(E\sigma_0)^{0,5}; \qquad (7)$$

I — момент инерции стыка.

Жесткостью называют отношение приращения силы к приращению сближения. Сила, вызывающая контактное сближение δ, $F = AE\delta^2/(Ra\,c_0\varepsilon)^2$, где A — площадь контактной поверхности. Поэтому нормальная (к поверхности контакта) контактная жесткость j_a, Н/мм, есть производная F по δ:

$$j_a = 2AE\delta/(Ra\,c_0\varepsilon)^2 = $$
$$= 2AE^{0,5}\sigma^{0,5}/(Ra\,c_0\varepsilon). \qquad (8)$$

Иначе формулу (8) можно представить в виде

$$j_a = A/(k\varepsilon), \qquad (9)$$

где k — коэффициент нормальной контактной податливости.

Аналогично, дифференцируя в формуле (6) опрокидывающий момент M по углу φ, получаем выражение для угловой жесткости j_Θ, Н · мм/рад, стыка:

$$j_\Theta = I/(k\varepsilon). \qquad (10)$$

Если в стыке возникают нормальные (к поверхности контакта) или угловые упругие деформации, то могут возникнуть и свободные колебания соответственно с частотой ν_a, Гц, нормальных колебаний или колебаний ν_Θ, Гц, качания:

$$\nu_a = (j_a/m)^{0,5}/(2\pi); \qquad (11)$$

$$\nu_\Theta = (1000j_\Theta/I_m)^{0,5}/(2\pi), \qquad (12)$$

где m — колеблющаяся масса, кг; I_m — ее момент инерции, кг · мм^2, относительно нейтральной оси стыка.

Обратим внимание на то, что при расчете собственной частоты колебаний значение параметра c_0 следует брать соответствующим первичному нагружению стыка.

При нагружении соединения сдвигающей силой F_t отмечают касательное смещение [2] δ_τ одной детали относительно другой, возникающее вследствие касательной контактной податливости стыка, которое в работе [3] и многих других, начиная с работы А. В. Верховского 1926 г., называют также предварительным смещением.

В. Н. Кирсанова [4] под руководством Д. Н. Решетова провела исследование касательных смещений для плоских стыков на экспериментальной установке с узкой кольцевой поверхностью контакта. Площадь поверхности контакта составляла 5100 мм^2. Нормальная нагрузка создавалась домкратом через динамометр. Давление менялось в пределах 0,09÷1,5 МПа. Стык нагружали крутящим моментом путем приложения пары сил. Центрирование образцов было обеспечено с помощью радиального однорядного шарикоподшипника. Контактирующие детали, выполненные из серого чугуна, имели высокую собственную жесткость. Сближения в вертикальном и смещения в окружном направлениях измеряли микрокаторами с ценой деления 0,1 мкм. На рис. 1 представлены экспериментально замеренные сближения в зависимости от давления в контакте при разных видах обработки контактирующих поверхностей.

На рис. 2 приведены экспериментально замеренные смещения для контактирующих поверхностей, полученных чистовым точением. Сплошные линии соответствуют нагружению, штриховые — разгрузке. Штрихпунктирными линиями показана линеаризация зависимости $\delta_\tau = f(\tau)$. На участках 0*А* имеет место упругое смещение при первичном нагружении, на участках *АБ* контактный слои пластически деформируется. Величина отношения τ/σ в точке *Б* соответствует коэффициенту f трения покоя в стыке. При превышении этого значения возникает срыв контакта. Таким образом, предель-

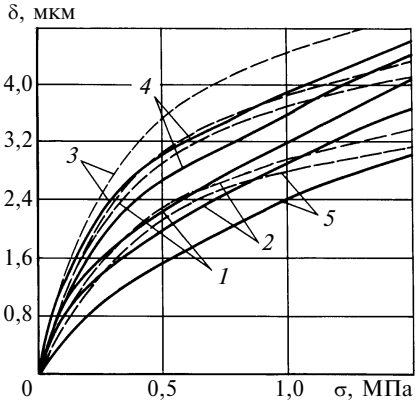


Рис. 1. Сближение чугунных образцов в зависимости от давления в контакте:
сплошные линии — эксперимент [4]; штриховые — расчет; *1* — чистовое точение; *2* — шлифование; *3*, *4*, *5* — шабрение соответственно с глубиной впадин, мкм: 8÷10; 4÷6; 1÷2

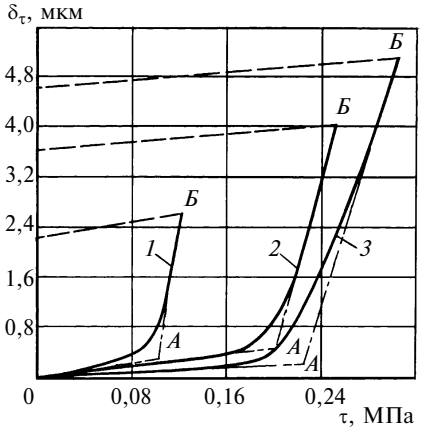


Рис. 2. Зависимости смещения при первом нагружении от касательного напряжения для контактирующих поверхностей, полученных чистовым точением при σ = 0,5 (*1*); 1,0 (*2*); 1,5 МПа (*3*)

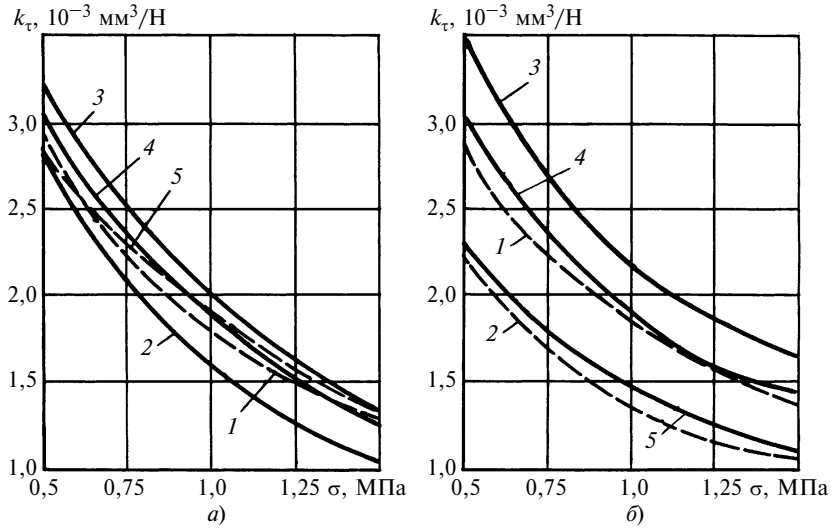


Рис. 3. Зависимости коэффициента касательной контактной податливости от номинального давления:
а — эксперимент [2, 4]; *б* — результат расчета по формулам (5), (1), (7), (15), (16), поз. *1*—*5* — см. подпись к рис. 1

ное касательное напряжение τ_{max} определяется значениями σ и *f*:

$$\tau_{max} = f\sigma. \qquad (13)$$

Аналогичные кривые были построены и для других видов обработки контактирующих поверхностей. В результате исследования установлено [2, 4], что при первом нагружении упругие смещения наблюдаются в пределах нагрузки, равной примерно половине силы трения покоя. Величина упругого смещения составила существенно меньшую часть величины полного смещения. Замечено, что с увеличением времени предварительного нагружения неподвижного контакта значения отношений τ/σ в точках *Б* возрастают.

При повторных нагружениях наблюдались чисто упругие смещения до касательной нагрузки, не превышающей первичную. Зависимость упругого смещения от касательного напряжения оказалась линейной:

$$\delta_\tau = k_\tau \tau, \qquad (14)$$

где k_τ — коэффициент касательной контактной податливости.

Зависимость коэффициента касательной контактной податливости от номинального давления представлена на рис. 3.

Е. С. Гречищев и А. А. Ильяшенко [5] экспериментально исследовали касательную податливость стыка в соединении вал—втулка с натягом. Нормальное давление в стыке определяли с помощью тензодатчиков, наклеенных на наружную поверхность втулки. Соединение нагружали крутящим моментом. Окружное перемещение торца втулки фиксировали сконструированным специально для этой цели датчиком измерения малых линейных перемещений. Результаты их исследования представлены точками на рис. 4.

Возникает вопрос, как соотносятся между собой коэффициенты нормальной (k) и касательной (k_τ) контактной податливости?

По результатам экспериментов, представленных в работах [2, 4], автором оценена величина отношения

$$K_\tau = k_\tau/(k\varepsilon) \qquad (15)$$

при разных давлениях для разных видов обработки. Принято: $c_0 = 500$; $E_1 = E_2 = 10^5$ МПа; наружный диаметр контактной поверхности равен 110 мм; при чистовом точении и шлифовании параметр шероховатости поверхности $Ra_1 = Ra_2 = 1{,}25$ мкм, а для шабренных поверхностей $Ra_1 = Ra_2 = 1{,}2$ мкм.

Оказалось, что во всех случаях в формуле (15) $K_\tau \approx 1$. Отсюда сделано заключение, что в расчетах можно принимать $K_\tau = 1$, т. е. можно считать $k_\tau = k\varepsilon$.

Для испытанных в работе [4] образцов рассчитаны: по формуле (5) значения коэффициента влияния масштаба ε; по формуле (1) контактные сближения (см. рис. 1, штрихо-

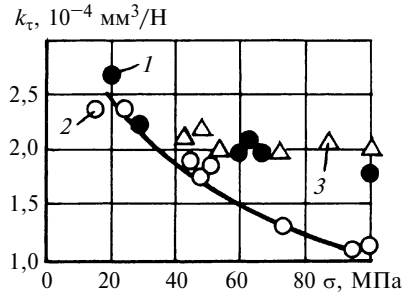


Рис. 4. Экспериментальные точки [5] и расчетные линии, полученные по формулам (5), (1), (7), (15), (16), значения коэффициента касательной контактной податливости в зависимости от номинального давления при сборке соединения вал—втулка с натягом:
1 — тепловой; *2* — с охлаждением вала; *3* — гидропрессовой; параметры стыка: $Ra_1 = Ra_2 = 1{,}25$ мкм, поверхности контакта получены круглым шлифованием, $l = 120$ мм

вые линии); по формуле (7) коэффициент нормальной контактной податливости k. По известным значениям ε и k, приняв $K_\tau = 1$, расчетным путем оценили коэффициент касательной контактной податливости (см. рис. 3, *б*). Из сопоставления результатов эксперимента (см. рис. 3, *а*) и расчетов (см. рис. 3, *б*) видно их хорошее совпадение.

Аналогично были вычислены значения коэффициента касательной контактной податливости для испытанного авторами работы [5] соединения вал—втулка с натягом (см. точки на рис. 4). Сопоставление результатов расчета и эксперимента также показывает их хорошее совпадение.

В. И. Максак теоретически и экспериментально исследовал предварительное смещение и тангенциальную жесткость дискретного контакта шероховатых поверхностей [6]. Его исследования показали: 1) тонкие промежуточные слои воды, мела, канифоли, солидола, графита, индустриального масла весьма слабо влияют на величину упругого сближения контактирующих тел; 2) наличие промежуточного слоя не изменяет характера зависимости "сила сдвига — смещение", но в значительной мере уменьшает величину предельной силы сдвига, а следовательно, и коэффициента трения покоя. На базе решений И. В. Крагельского и Н. Б. Демкина В. И. Максак получил расчетную формулу для коэффициента касательной контактной податливости стыка, которая имеет структуру, подобную нашей, что неудивительно, так как наша формула согласуется [1] с названными решениями.

Из сказанного выше можно заключить, что смещение δ_τ, мм, в контакте, касательную контактную жесткость j_τ, Н/мм, и частоту тангенциальных свободных колебаний ν_τ, Гц, можно вычислять по формулам:

$$\delta_\tau = k\varepsilon\tau; \qquad (16)$$

$$j_\tau = A/(k\varepsilon); \qquad (17)$$

$$\nu_\tau = (j_\tau/m)^{0,5}/(2\pi). \qquad (18)$$

Из сопоставления формул (9) и (17) видно, что нормальная и касательная контактные жесткости одинаковы, т. е. $j_a = j_\tau$. Поэтому следует ожидать совпадения частот нормальных (11) и тангенциальных (18) свободных колебаний, обусловленных нормальной и касательной контактными жесткостями стыка.

Предельное упругое смещение $\delta_{\tau\,\max}$ при повторном нагружении согласно формулам (13) и (16) определяется коэффициентом трения f и нормальным давлением σ в стыке:

$$\delta_{\tau\,\max} = k\varepsilon f\sigma. \qquad (19)$$

Отметим, что при вычислении $\delta_{\tau\,\max}$ по формуле (19) следует учитывать зависимость коэффициента трения f от шероховатости поверхностей и скорости нагружения контакта. При первичном нагружении $\delta_{\tau\,\max\,\text{перв}} \approx 0{,}5\delta_{\tau\,\max}$.

В работе [3] предельное упругое смещение получено из теоретических соображений. Расчетная формула имеет вид

$$\delta_{\tau\,\max} = \left(\frac{0{,}9(2-\mu)(1+\mu)}{[2(1-\mu^2)]^{\frac{2\nu-1}{2\nu+1}}}\right) \times \left(\frac{J^{1/2}}{K_3 b}\right)^{\frac{2}{2\nu+1}} H\max^{\frac{2\nu}{2\nu+1}} \times f\left(\frac{N}{A_c E}\right)^{\frac{2}{2\nu+1}}, \qquad (20)$$

где μ — коэффициент Пуассона; E — модуль упругости; f — коэффициент трения; $J = r_1 r_2/(r_1 + r_2)$; ($r_{1,2}$ — радиусы выступов микронеровностей); $H\max$ — максимальная высота неровностей; A_c — контурная площадь; b, ν — коэффициенты, характеризующие опорную кривую; N — нормальная сила; K_3 — коэффициент, зависящий от ν.

Сопоставляя формулы (19) и (20) и учитывая, что в большинстве случаев $\nu = 2$, видим, что структурно они одинаковы: формула (19) при подстановке в нее значения k (7) принимает вид $\delta_{\tau\,\max} = 0{,}5c\varepsilon Raf(\sigma/E)^{0,5}$; первые три сомножителя в этой формуле являются аналогами сомножителей в первых двух скобках формулы (20); $H\max \approx 5Ra$, причем показатель степени при $H\max$, равный $2\nu/(2\nu + 1)$, близок к единице; параметры, находящиеся в последних скобках формул, практически равны друг другу: $(\sigma/E)^{0,5} \approx [N/(A_c E)]^{2/(2\nu+1)}$.

Таким образом, в данной работе формулы (1)—(7), полученные ранее [1], дополнены формулами (8)—(19), удобными для решения задач контактной жесткости неподвижных соединений деталей машин. Формулы позволяют по значениям модулей упругости материалов деталей, размеров поверхности стыка, средних арифметических высот микронеровностей, коэффициента трения в стыке, масс деталей и моментов инерции масс, зная вид обработки контактирующих поверхностей и направление следов обработки, рассчитать сближения, угол перекоса и смещения в стыке под действием соответственно сжимающей силы, опрокидывающего момента и сдвигающей силы, вычислить нормальную, угловую и касательную жесткости стыка и оценить соответствующие им частоты свободных колебаний.

Полученные формулы позволяют рассматривать контактный слой как третье тело с известной жесткостью в нормальном к поверхности контакта и касательном направлениях.

Наличие формулы для расчета касательной жесткости стыков даст возможность уточнить предложенный ранее [7] метод расчета соединения с натягом в части недопущения фреттинг-коррозии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Иванов А. С., Измайлов В. В.** Расчет контактной деформации при конструировании машин // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2006. № 8. С. 3—10.

2. **Левина З. М., Решетов Д. Н.** Контактная жесткость машин. М.: Машиностроение, 1971. 264 с.

3. **Демкин Н. Б.** Контактирование шероховатых поверхностей. М.: Наука, 1970. 227 с.

4. **Кирсанова В. Н.** Исследование касательной контактной податливости деталей машин: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М: МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1970. 20 с.

5. **Гречищев Е. С., Ильященко А. А.** Соединения с натягом. М.: Машиностроение, 1981. 247 с.

6. **Максак В. И.** Предварительное смещение и жесткость механического контакта. М.: Наука, 1975. 60 с.

7. **Иванов А. С., Попов Б. А.** Расчет соединения с натягом с учетом контактной жесткости сопрягаемых поверхностей // Вестник машиностроения. 2005. № 4. С. 31—36.

УДК 621.941.1

С. В. ГРУБЫЙ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Имитационное моделирование процессов резания и изнашивания инструмента

Излагается научно обоснованный методический подход к имитационному моделированию процессов резания и изнашивания инструмента, которое позволяет получать экспериментальные данные, адекватные исследуемому процессу, а в ряде случаев заменяет физический эксперимент.

Scientifically valid technical approach to tool cutting and wear processes simulation, which assures to obtain experimental data adequate to the investigated process, and in a number of cases it may substitute physical experiment.

Моделирование относится к одной из основных категорий теории познания, на которой базируется как теоретический, так и экспериментальный метод научного исследования. Моделирование предусматривает изучение явлений, процессов или систем путем построения и исследования их моделей. Модель, будучи определенной абстракцией изучаемого явления, дает возможность многократного проведения опытов или вычислительных экспериментов для познания сущности процесса. **Физическая (натурная) модель** — установка или устройство, позволяющее проводить исследование путем замены изучаемого физического процесса подобным ему процессом с сохранением его физической природы. Характерным примером физического моделирования является изучение износостойкости и адгезии инструментальных материалов с помощью специальных установок по трению и адгезиометров.

Математические модели отличаются тем, что средством их описания и изучения является формальный аппарат математики. Преимущество — широкая возможность количественного анализа с помощью современных математических методов. Математическая модель процесса резания может быть представлена как совокупность уравнений и ограничений, описывающих связь показателей функционирования, в первую очередь износа и стойкости инструмента, с переменными параметрами ее состояния, и состоит из групп математических зависимостей, характеризующих кинематику процесса, разрушение материала, трение на контактных поверхностях, тепловые, химические, электромагнитные и другие явления. Учитывая сложность явлений и взаимосвязей процесса резания, общепринятый подход к изучению его модели предусматривает проведение **экспериментальных исследований** с последующей аппроксимацией результатов математическими уравнениями того или иного вида. Например, рекомендовано использовать для этих целей многофакторные полиномиальные модели, для чего предложен соответствующий математический аппарат расчета коэффициентов и снижения погрешностей уравнений [1].

В отличие от экспериментальных математические модели, полученные по результатам **теоретических исследований**, являются более универсальными и позволяют всесторонне описывать и исследовать процессы резания и изнашивания инструмента. Так, предложена методика для расчета скорости изнашивания лезвийных инструментов, которая позволяет количественно описать процесс изнашивания резцов в широком диапазоне изменения режимных параметров и, как следствие, провести анализ обрабатываемости сталей и сплавов [2]. Исходными данными для расчета являются: режимные параметры, геометрические параметры режущей части инструмента, механические и физические характеристики инструментального и обрабатываемого материалов, параметры шероховатости изнашиваемой инструментальной поверхности. Общая последовательность расчета включает определение параметров сечения срезаемого слоя, характеристик стружкообразования, сил, контактных давлений, параметров фрикционного контакта, температур резания, интенсивности и скорости изнашивания резцов по задней поверхности с последующим определением стойкости инструмента. В основе методики лежит математически выраженная функциональная связь для числа циклов фрикционного контакта до разрушения микрообъемов инструментальной поверхности с переменными, входящими в физическую модель. Анализ расчетных зависимостей величины износа, скорости изнашивания, стойкости резцов из твердых сплавов разных марок и нитрида бора при обработке материалов от алюминиевого сплава и углеродистых сталей до высоколегированных коррозионно-стойких и жаростойких сталей и сплавов, вклю-

чая титановый сплав, показал их соответствие экспериментальным данным по качественным и количественным показателям.

Вместе с тем наряду с оценкой соответствия расчетных и экспериментальных значений существенный интерес представляют исследования поведения модели и устойчивости ее решений в зависимости от изменения исходных условий. Одним из эффективных инструментов таких исследований является **имитационное моделирование** (ИМ), основная цель которого заключается в воспроизведении поведения изучаемой модели на основе анализа наиболее существенных взаимосвязей входящих в нее переменных. По существу ИМ представляет собой вычислительный эксперимент, результаты которого позволяют оценить влияние фактора неопределенности в значениях входных переменных на функции или выходные переменные. Таким образом, ИМ, как и метод Монте-Карло, основано на использовании случайных выборок для оценки результатов моделирования.

В методическом аспекте для ИМ входные переменные реализуются через **датчики случайных чисел** (ДСЧ), воспроизводящие их статистические аналоги. В практике моделирования применяются ДСЧ, формирующие случайные числа с нужным законом распределения. Получение таких чисел происходит в два этапа: 1) формирование физическим или программным методом случайных чисел, равномерно распределенных на отрезке [0, 1]; 2) программный переход к случайным числам, имеющим требуемый закон распределения. **Физические** ДСЧ состоят из n-триггеров со счетным входом, каждый из которых регистрирует независимый поток импульсов от счетчика радиоактивных частиц или шумовые выбросы электронной лампы [3]. **Программные** ДСЧ фактически генерируют псевдослучайные числа, так как, начиная с какого-то, пусть очень большого, порядкового числа, они повторяются. Некоторые алгоритмы программных ДСЧ приведены в работе [4].

Для удобства практической реализации ряд программных продуктов имеет встроенные программные ДСЧ. Например, в MATLAB для генерации псевдослучайных чисел имеется встроенная функция **rand**, которая позволяет без повторения получить 2^{1492} псевдослучайных чисел, равномерно распределенных на указанном интервале. С помощью функции **randn** можно сгенерировать случайные числа, распределенные по нормальному закону.

В PASCAL функция **random** при однократном обращении возвращает псевдослучайное число из ряда равномерно распределенных. Помимо этого при необходимости повторных обращений процедура **randomize** инициирует случайным значением встроенный ДСЧ, что позволяет избежать повторения результатов. Случайное число ξ, распределенное по нормальному закону с математическим ожиданием m и дисперсией σ^2, может быть рассчитано программно по ряду в n значений псевдослучайных равномерно распределенных чисел η_j:

$$\xi = m + \sqrt{12\sigma^2/n} \sum_{j=1}^{n} (\eta_j - 0{,}5), \quad (1)$$

где на основании центральной предельной теоремы количество значений равномерно распределенных чисел должно быть $n \geqslant 12$. Таким образом, для получения ряда нормально распределенных чисел количеством N процедуру (1) необходимо повторить N раз.

Можно использовать способ получения пары нормально распределенных чисел, используя пару равномерно распределенных. Так, если η_1, η_2 — равномерно распределенные числа на интервале [0, 1], то $u_1 = 2\eta_1 - 1$ и $u_2 = 2\eta_2 - 1$ есть равномерно распределенные числа на интервале [−1, 1]. Тогда, если вспомогательная переменная $S = u_1^2 + u_2^2 > 1$, то $W = \sqrt{-2\ln(S)/S}$, и получаем пару нормально распределенных чисел:

$$\xi_1 = m + \sigma W u_1; \quad \xi_2 = m + \sigma W u_2, \quad (2)$$

где m и σ — математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение (СКО) соответственно.

В качестве примера на рис. 1 приведена кривая плотности распределения ряда значений твердости HB обрабатываемого материала, которое сгенерировано ДСЧ и рассчитано в соответствии с выражениями (2). Были заданы: $HB = 2000$ МПа, коэффициент вариации (отношение СКО к среднему) Var = 0,15 и $N = 50$. Нулевая гипотеза о том, что полученная выборка значений твердости имеет нормальный закон распределения, подтверждена по пяти общепринятым критериям согласия: среднего абсолютного отклонения (САО), размаха варьирования, Пирсона, Колмогорова—Смирнова, показателей асимметрии и эксцесса. Обобщенные результаты составили: HB — среднее значение 1958 МПа, максимальное — 2467 МПа и минимальное — 1430 МПа; СКО = 253 МПа; Var = = 0,13. Аналогичные результаты получены по генерации рядов значений других переменных, что подтвердило эффективность использованных расчетных алгоритмов и программ.

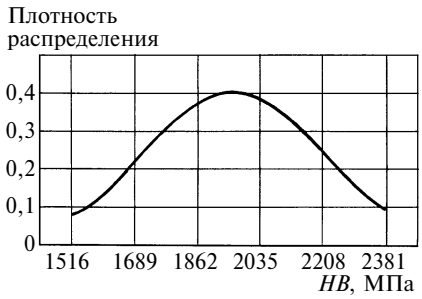


Рис. 1. Кривая плотности распределения твердости обрабатываемого материала

Предложенная методика расчета скорости изнашивания и стойкости инструмента учитывает взаимодействие более 50 переменных [2]. На основании проведенного анализа к наиболее существенным входным переменным отнесены:

режимные параметры — скорость v, подача S, глубина t;

геометрические параметры инструмента — передний угол γ, угол наклона кромки λ, задний угол α, главный угол φ в плане, угол ε при вершине, радиус r при вершине;

параметры инструментального материала — твердость HV (МПа), коэффициент λ_2 теплопроводности, модуль Юнга E_2;

параметры обрабатываемого материала — твердость HB, коэффициент λ_1 теплопроводности, температуропроводность ω; модуль Юнга E_1;

параметры микрогеометрии изнашиваемой инструментальной по-

Таблица 1

Влияние рассеяния значений твердости обрабатываемого материала на рассеяние характеристик резания

Статистические показатели	Входная переменная *HB*, МПа	Характеристики резания				
		q_z, МПа	q_{max}, МПа	K_1	$T_р$, °С	P_z, Н
Среднее значение	1977,0	421,8	1724	2,7	622	2316
СКО	290	44	423	0,45	26	156
Var	0,15	0,10	0,25	0,17	0,04	0,07

верхности — шероховатость $R\max_2$, радиус r_2 выступов микронеровностей.

Выходные переменные или функции характеризуют несвободное косоугольное резание для условий точения сборными резцами, оснащенными сменными многогранными пластинами (СМП), заготовок из различных конструкционных сталей. Расчетными выходными переменными являются: параметры сечения срезаемого слоя и пятна контакта стружки с передней поверхностью инструмента; углы сдвига и действия; коэффициент усадки стружки; сила стружкообразования, силы на передней и задней поверхностях; составляющие силы резания; коэффициенты трения; нормальное и касательное давления на контактных поверхностях инструмента; интенсивности тепловых потоков, температуры деформации и резания; средний диаметр пятен контакта, относительное сближение контактных поверхностей; число циклов фрикционного контакта инструментальной поверхности до разрушения; интенсивность и скорость изнашивания задней поверхности инструмента; период резания и стойкость инструмента.

Рассматривая все входные переменные как случайные величины, распределенные по нормальному закону с заданными статистическими показателями и представленные псевдослучайными программно-сгенерированными числами, провели **вычислительные эксперименты**, суть которых заключается в изучении влияния рассеяния входных переменных на выходные. Каждый ряд содержал $N = 50$ значений случайной величины, и такое же число раз рассчитывались соответствующие значения выходных переменных с последующей проверкой на соответствие нормальному закону и оценкой статистических показателей.

В табл. 1 отражено влияние рассеяния значений твердости обрабатываемого материала на рассеяние характеристик резания: среднего нормального контактного давления q_z на задней поверхности и максимального давления q_{max} на режущей кромке, коэффициента k_1 усадки стружки, температуры $T_р$ и вертикальной составляющей P_z силы резания. Условия резания были приняты следующими: обрабатываемый материал — сталь 45; инструментальный материал — твердый сплав марки Т15К6; резец с СМП формы WNUM-100412, $\varphi = 60°$, скорость резания $v = 3$ м/с; подача $S = 0{,}28$ мм/об, глубина резания $t = 3$ мм. Отмечено, что наибольшее влияние рассеяние твердости обрабатываемой стали оказывает на контактные давления и усадку стружки.

На рис. 2 приведены графики, характеризующие влияние рассеяния входных переменных на рассеяние выходных.

При проведении этих вычислительных экспериментов все входные переменные принимались постоянными за исключением исследуемой. Отмечена высокая степень влияния твердости твердого сплава на скорость изнашивания инструмента. Для этого варианта, который может иметь место при разбросе твердости СМП, коэффициент вариации выходной переменной значительно больше коэффициента вариации входной переменной (линия *1*). Рассеяние глубины резания, связанное, например, неодинаковым припуском на заготовках, вызывает приблизительно такое же рассеяние силы резания (линия *2*). Рассеяние силы и температуры резания меньше, чем рассеяние твердости обрабатываемой стали (линии *3* и *4*).

Влияние коэффициентов вариации входных переменных на коэффициент вариации стойкости отражено на графиках, приведенных на рис. 3. Стойкость определялась численным интегрированием по расчетным значениям скорости изнашивания инструмента. Степень влияния рассеяния твердости твердого сплава и скорости резания высокая. Рассеяния шероховатости изнашиваемой поверхности твердого сплава и твердости обрабатываемой стали приводят к такому же рассеянию стойкости резцов.

Аналогичные результаты были получены для условий обработки заготовок из стали марки 12Х18Н-10Т резцами из твердого сплава марки ВК8 (v = 2 м/с, S = 0,28 мм/об, t = 3 мм). Семейство расчетных кривых износа инструмента (N = 50), соответствующих коэффициенту вариации скорости резания Var(v) = 0,1 при малом рассеянии всех остальных пере-

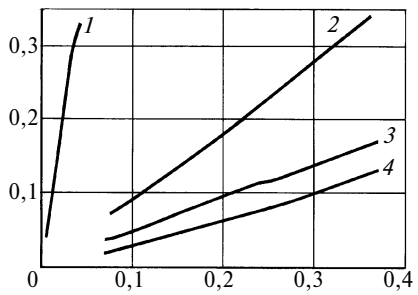


Рис. 2. Связь коэффициентов вариации входных переменных с выходными:
1) HB — I_{ht}; *2*) t — P_z; *3*) HV — P_z; *4*) HV — $T_р$

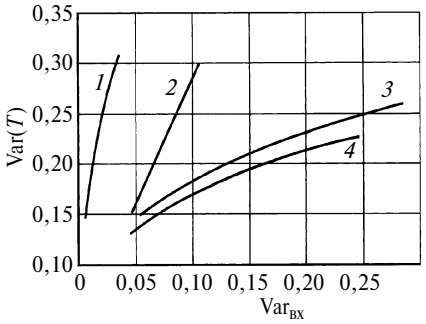


Рис. 3. Изменение коэффициента вариации стойкости в зависимости от коэффициентов вариации входных переменных:
1 — твердости HB инструментального материала; *2* — скорости v резания; *3* — шероховатости Ra изнашиваемой поверхности инструмента; *4* — твердости HV — обрабатываемого материала

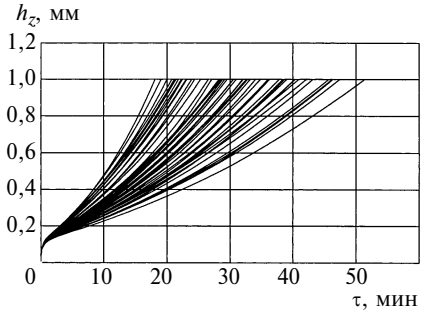


Рис. 4. Семейство расчетных кривых износа твердосплавных резцов при обработке стали марки 12Х18Н10Т, соответствующих коэффициенту вариации скорости резания Var(v) = 0,1

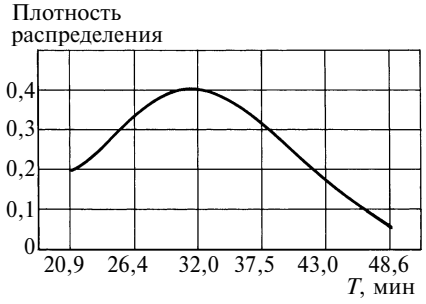


Рис. 5. Кривые плотности распределения расчетных значений стойкости T твердосплавных резцов для условий обработки коррозионно-стойкой стали

менных, показано на рис. 4. Соответствующая гистограмма плотности распределения расчетных значений стойкости приведена на рис. 5. Распределение стойкости подчиняется нормальному закону и статистические показатели составили: среднее значение T = 31,6 мин, СКО = 8,6 мин, Var(T) = 0,27. Эта серия вычислительных экспериментов подтвердила высокую степень влияния рассеяния скорости резания, что отражено линией *2* на рис. 3.

С целью ранжирования входных переменных по степени влияния их рассеяния на рассеяние стойкости инструмента была проведена серия вычислительных экспериментов (N = 50 по каждому фактору) для условий обработки заготовок из стали марки 45 резцами из твердого сплава марки Т15К6. Коэффициент вариации каждой из переменных Var = 0,1, в то время как остальных — Var = = 0,001. Результаты вычислений сведены в табл. 2, из которой видно, что если уровень рассеяния всех исследованных входных переменных очень низкий (Var = 0,001), то и коэффициент вариации стойкости составляет малую величину Var(T) = = 0,007. Не все переменные оказывают одинаковое влияние. Можно выделить переменные, рассеяние которых существенно влияет на рассеяние стойкости инструмента. Так, для скорости v резания, заднего угла α инструмента, твердости HV инстру-

Таблица 2

Влияние коэффициентов вариации входных переменных на коэффициент вариации стойкости

Входные переменные	Коэффициенты вариации входных переменных																		
v	0,001	0,1	0,001	...														...	0,001
S	...	0,001	0,1	0,001	...														...
t		...	0,001	0,1	0,001	...													
γ			...	0,001	0,1	0,001	...												
λ				...	0,001	0,1	0,001	...											
α					...	0,001	0,1	0,001	...										
φ						...	0,001	0,1	0,001	...									
ε							...	0,001	0,1	0,001	...								
r								...	0,001	0,1	0,001	...							
HV									...	0,001	0,1	0,001	...						
HB										...	0,001	0,1	0,001	...					
λ_1											...	0,001	0,1	0,001	...				
ω												...	0,001	0,1	0,001	...			
E_1													...	0,001	0,1	0,001	...		
λ_2														...	0,001	0,1	0,001	...	
E_2															...	0,001	0,1	0,001	...
$R\max_2$	...															...	0,001	0,1	0,001
r_2	0,001																...	0,001	0,1
Var(T)	0,007	0,22	0,035	0,015	0,006	0,009	0,116	0,037	0,016	0,026	0,71	0,074	0,61	0,32	0,0017	0,008	0,014	0,064	0,0427
	Коэффициенты вариации стойкости																		

Таблица 3

Значения показателей, характеризующих разброс входных переменных

Показатель переменной	Входные переменные																	
	v, м/с	S, мм/об	t, мм	γ	λ	α	φ	ε	r, мм	HV, МПа	HB, МПа	λ_1, $\frac{\text{кал}}{\text{см}\cdot\text{с}\cdot{}^\circ\text{C}}$	ω, см^2/с	E_1, ГПа	λ_2, $\frac{\text{кал}}{\text{см}\cdot\text{с}\cdot{}^\circ\text{C}}$	E_2, ГПа	$R\max_2$, мкм	r_2, мкм
Номинальное значение	3,00	0,28	3,00	−7,00	7,00	6,9	60	80	1,2	16 833	2000	0,095	0,08	206	0,065	525	5	90
СКО	0,15	0,03	0,30	−0,70	0,70	0,69	6,00	8,00	0,12	505,0	200,0	0,003	0,005	20,6	0,007	52,5	0,5	9,0
Коэффициент вариации	0,05	0,10	0,10	0,10	0,10	0,1	0,1	0,1	0,1	0,03	0,1	0,03	0,06	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1

ментального материала, коэффициентов теплопроводности λ_1 и температуропроводности ω обрабатываемого материала коэффициент вариации стойкости превышает коэффициент вариации входной переменной. При совокупном влиянии рассеяния всех входных переменных рассеяние стойкости увеличивается.

Была поставлена задача определить уровень рассеяния исследованных входных переменных, в совокупности обеспечивающих коэффициент вариации стойкости $\mathrm{Var}(T) \approx 0{,}1$. Итоговые показатели по каждой переменной приведены в табл. 3. Для этих исходных данных были рассчитаны кривые "скорость изнашивания — период резания", "величина износа — период резания" и стойкость: всего 20 выборок по 50 значений в каждой. В качестве примера на рис. 6 приведены расчетные кривые скорости изнашивания I_{nt} из одной выборки. Статистические показатели стойкости составили: среднее значение $T = 31{,}9$ мин; СКО = 3,3 мин; $\mathrm{Var}(T) = 0{,}103$. Такое рассеяние стойкости можно считать вполне приемлемым.

С увеличением коэффициентов вариации переменных увеличивается коэффициент вариации стойкости. В следующей серии вычислительных экспериментов (20 выборок по 50 значений) коэффициенты вариации скорости резания, твердости инструментального материала, твердости обрабатываемого материала, коэффициент теплопроводности были увеличены и приняты, соответственно: $\mathrm{Var}(v) = 0{,}1$; $\mathrm{Var}(HV) = 0{,}04$; $\mathrm{Var}(HB) = 0{,}15$; $\mathrm{Var}(\lambda_1) = 0{,}05$. Остальные коэффициенты соответствовали табл. 3. Статистические показатели стойкости изменились и составили: среднее значение $T = 31{,}7$ мин; СКО = 6,7 мин; $\mathrm{Var}(T) = 0{,}21$. При большем увеличении рассеяния входных переменных анализ расчетных моделей скорости изнашивания и стойкости инструмента теряет смысл из-за большого разброса значений выходных переменных.

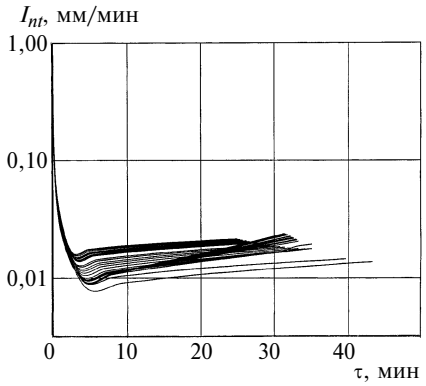


Рис. 6. Расчетные кривые скорости изнашивания I_{nt} резцов в зависимости от периода τ резания, соответствующие вариации входных переменных по табл. 3

Таким образом, установлены допустимые значения коэффициентов вариации входных переменных, приведенные в табл. 3, обеспечивающие высокую точность расчета характеристик резания, скорости изнашивания, величины износа и стойкости инструмента.

По результатам проведенных исследований можно сделать вывод о том, что имитационное моделирование является эффективным инструментом статистической оценки не только натурных, но и теоретических (математических) моделей, в том числе процессов резания и изнашивания инструмента.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Грубый С. В.** Многофакторная аппроксимация полиномиальными моделями экспериментальных зависимостей резания металлов // Технология машиностроения. 2000. № 9. С. 29—35.

2. **Грубый С. В.** Теоретические исследования процесса изнашивания лезвийных инструментов // Технология машиностроения. 2006. № 2. С. 44—50.

3. **Рыжиков Ю. И.** Имитационное моделирование. Теория и технологии. СПб.: КОРОНА принт; М.: Альтекс-А, 2004. 384 с.

4. **Волков И. К., Загоруйко Е. А.** Исследование операций: Учеб. для вузов. 3-е изд., стереотип. / Под ред. В. С. Зарубина, А. П. Крищенко. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. 440 с.

УДК 621.9:62-43

И. А. ЩУРОВ, д-р техн. наук, В. В. ВОРОНА (Южно-Уральский ГУ, г. Челябинск)

Определение рабочих кинематических углов при обработке резцом синусоидальной цилиндрической поверхности

Разработана математическая модель для определения рабочих кинематических углов резца при токарной обработке синусоидальной цилиндрической поверхности. Рассчитаны рабочие кинематические передний и задний углы при обработке синусоидальной цилиндрической поверхности с тремя выступами для различных статических углов резца. Даны рекомендации по выбору статических углов резца.

The developed mathematical model is aimed at determining operating kinematic cutting angle at sine-shaped cylindrical surface turning. Operating kinematic face angle and clearance at sine-shaped cylindrical three-lugged surface turning are assessed at different static cutting angles. Recommendations on static cutting angles choice are given.

Соединение вала с втулкой, предназначенное для передачи крутящего момента, сравнительно широко используется в большинстве механизмов и машин. Наиболее распространенными формами такого соединения являются шпоночные и шлицевые соединения. Однако в последнее время для этих целей все чаще используются соединения, имеющие цилиндрические поверхности, радиальный профиль которых выполнен по синусоиде:

$$\rho(\psi) = a - b\cos(i\psi), \qquad (1)$$

где a — средний радиус; b — эксцентриситет; i — число осей симметрии синусоиды.

Такие детали с синусоидальной цилиндрической поверхностью (СЦП) получают одним из следующих методов: обкат угловой фрезой или круглым резцом [1]; обработка резцом на модернизированных токарных или затыловочных станках [2—4] методом следа; контурное фрезерование на станках с ЧПУ по методу касания [2].

Достаточно эффективным методом обработки СЦП является обработка резцом на универсальных станках с использованием специальной технологической оснастки [5], особенностью которой является базирование инструмента по поверхности копира, представляющего собой эксцентрик. Применение этого способа позволяет задействовать универсальные станки и вместе с тем повысить производительность и точность обработки. Однако для разработки рациональной технологической оснастки необходимо иметь данные о силах резания и инерции, возникающих при обработке СЦП. Если силы инерции можно определить, используя зависимости, приведенные в работе [6], то вопрос о силах резания в рассматриваемом виде обработки остается до настоящего времени открытым.

Наиболее универсальным методом определения сил резания является метод подобия, предложенный С. С. Силиным [7], но для расчета сил по предложенным им зависимостям необходимо иметь данные о свойствах обрабатываемого и обрабатывающего материалов, геометрии режущего инструмента, а также о рабочих кинематических переднем и заднем углах. Расчет последних в настоящее время представляет существенную трудность.

Ранее Г. И. Грановским [8] была предложена математическая модель для расчета кинематических углов и рабочих кинематических углов при токарной обработке, на основе которой он получил следующие зависимости:

для кинематического угла наклона режущей кромки $\lambda_к$:

$$\sin\lambda_к = \cos\alpha_1\cos\alpha_2 + \cos\beta_1\cos\beta_2 + \cos\gamma_1\cos\gamma_2, \quad (2)$$

где $\cos\alpha_1$, $\cos\beta_1$, $\cos\gamma_1$ — направляющие косинусы прямой, на которой лежит вектор $\vec{V}_e$ (рис. 1); $\cos\alpha_2$, $\cos\beta_2$, $\cos\gamma_2$ — направляющие косинусы прямолинейной главной режущей кромки;

для рабочего кинематического переднего угла $\gamma_р$:

$$\sin\gamma_р = \frac{\cos\alpha_1\cos\alpha_3 + \cos\beta_1\cos\beta_3 + \cos\gamma_1\cos\gamma_3}{\sqrt{\cos^2\alpha_1 + \cos^2\beta_1 + \cos^2\gamma_1}\sqrt{\cos^2\alpha_3 + \cos^2\beta_3 + \cos^2\gamma_3}}, \quad (3)$$

где $\cos\alpha_3$, $\cos\beta_3$, $\cos\gamma_3$ — направляющие косинусы линии сбега стружки, лежащей на передней поверхности резца;

для кинематического заднего угла $\alpha_к$:

$$\cos\alpha_к = \frac{D\sin\varphi + D(\cos\varphi\sin\varepsilon - \mathrm{tg}\alpha\cos\varepsilon)2\pi}{\sqrt{\sin^2\varphi + (\cos\varphi\sin\varepsilon - \mathrm{tg}\alpha\cos\varepsilon)^2}\sqrt{D^2 + (D/2\pi)^2}},$$

где ε — угол между вектором $\vec{V}$ скорости главного движения резания и перпендикуляром к горизонтальной плоскости XOY.

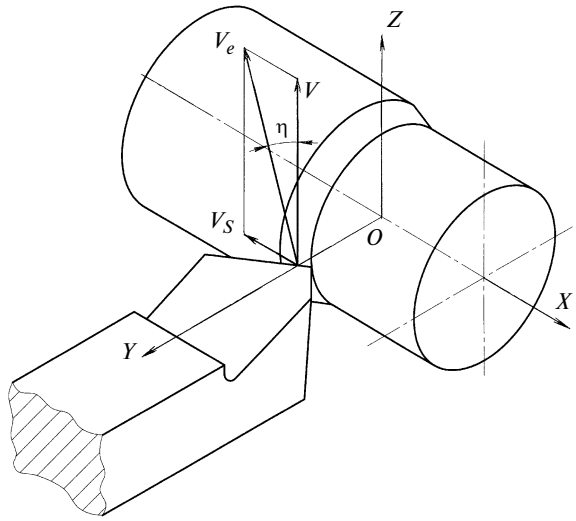


Рис. 1. Схема для определения кинематических углов, предложенная Г. И. Грановским

Направляющие косинусы прямой, на которой лежит вектор результирующего движения, Г. И. Грановский вычислил для обработки круглой детали на станке, при этом скорость $\vec{V}_e$ он определил (см. рис. 1) как $\vec{V}_e = \vec{V} + \vec{V}_S$, где $\vec{V}$ — вектор скорости главного движения резания, $\vec{V}_S$ — вектор скорости подачи.

При обработке синусоидального профиля резец приобретает дополнительную радиальную скорость, которая отсутствует при формообразовании деталей круглого поперечного сечения и определяется как первая производная от значения радиус-вектора (1) по времени

$$V_р = \frac{d\rho(t)}{dt} = \frac{d(a - b\cos(i\omega t))}{dt} = bi\omega\sin(i\omega t).$$

Таким образом, при обработке синусоидального профиля резцом в произвольной точке M_1 режущей кромки инструмента (рис. 2) помимо векторов скорости

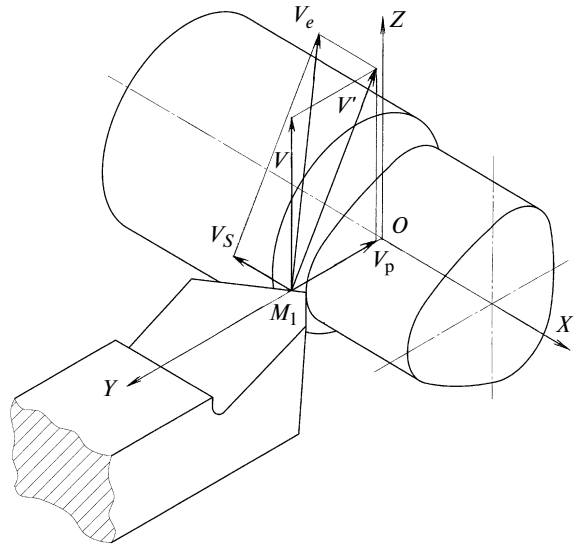


Рис. 2. Векторы скоростей, возникающие в произвольной точке режущей кромки инструмента при обработке СЦП

$\vec{V}$ главного движения резания и скорости $\vec{V}_S$ подач появляется вектор $\vec{V}_\text{р}$ радиальной скорости. Поэтому результирующий вектор скорости будет равен сумме трех векторов: $\vec{V}_e = \vec{V} + \vec{V}_\text{р} + \vec{V}_S$.

Более универсальную модель расчета кинематических углов при произвольном направлении вектора $\vec{V}_e$ скорости результирующего движения предложил П. Р. Родин [9], который определил кинематические углы как

$$\gamma_\text{к} = \gamma + \tau; \quad \alpha_\text{к} = \alpha + \tau; \tag{4}$$

$$\sin\lambda_\text{к} = \frac{(V_X\cos\varphi + V_Y\sin\varphi + V_Z\text{tg}\lambda)\cos\lambda}{\sqrt{V_X^2 + V_Y^2 + V_Z^2}}, \tag{5}$$

где γ — статический главный передний угол; α — статический главный задний угол;

$$\text{tg}\tau = \frac{V_X\sin\varphi - V_Y\cos\varphi}{V_Z\cos\lambda - \sin\lambda(V_X\cos\varphi + V_Y\sin\varphi)};$$

V_X, V_Y, V_Z — координаты вектора $\vec{V}_e$.

Но рассматриваемые углы являются кинематическими, а не рабочими кинематическими, которые необходимы для расчетов сил резания. Для расчета рабочих кинематических углов примем за основу модель, предложенную Г. И. Грановским, и определим направляющие косинусы вектора скорости результирующего движения, являющегося геометрической суммой трех векторов: $\vec{V}$, $\vec{V}_S$, $\vec{V}_\text{р}$. Для определения направляющих косинусов прямой, на которой лежит вектор $\vec{V}_e$, рассмотрим токарный резец в системе координат с осями X, Y, Z, причем ось X направим по оси заготовки (рис. 3).

Примем, что геометрическая ось корпуса резца параллельна оси Y, а вершина A установлена на высоте OX вращения заготовки. На режущей части резца при заточке выполнен угол λ наклона главной режущей кромки и главный угол в плане φ. Так как точка M_1 расположена выше горизонтальной плоскости XOY, то линия, на которой лежит вектор $\vec{V}_e$ пересекает координатную плоскость XOY в некоторой точке M_2. Отрезок M_2M_3, параллельный оси X, образует с отрезком M_1M_2 угол α_1; отрезок M_2M_4, параллельный оси Y, образует с отрезком M_1M_2 угол β_1; отрезок M_1M_5, параллельный оси Z, образует с отрезком M_1M_2 угол γ_1.

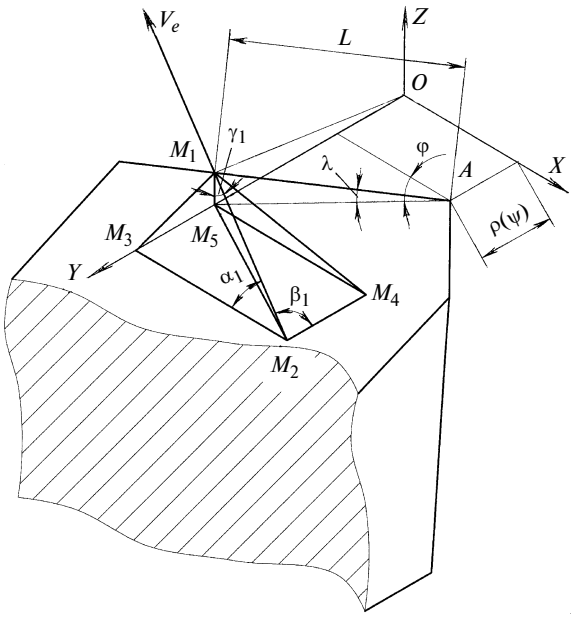


Рис. 3. Расчетная схема для определения направляющих косинусов вектора $\vec{V}_e$

Проведя соответствующие геометрические расчеты, направляющие косинусы прямой, на которой лежит вектор $\vec{V}_e$, можно определить по зависимостям:

$$\cos\alpha_1 = \left(\frac{\sqrt{(V_\text{р} + V\sin\varepsilon)^2 + V_S^2}}{\sqrt{(V\cos\varepsilon)^2 + (V_\text{р} + V\sin\varepsilon)^2 + V_S^2}}\right) \times \left(\frac{V_S}{\sqrt{V_S^2 + (V_\text{р} + V\sin\varepsilon)^2}}\right); \tag{6}$$

$$\cos\beta_1 = \left(\frac{\sqrt{(V_\text{р} + V\sin\varepsilon)^2 + V_S^2}}{\sqrt{(V\cos\varepsilon)^2 + (V_\text{р} + V\sin\varepsilon)^2 + V_S^2}}\right) \times \left(\frac{V_\text{р} + V\sin\varepsilon}{\sqrt{V_S^2 + (V_\text{р} + V\sin\varepsilon)^2}}\right); \tag{7}$$

$$\cos\gamma_1 = \frac{V\cos\varepsilon}{\sqrt{(V\cos\varepsilon)^2 + (V_\text{р} + V\sin\varepsilon)^2 + V_S^2}}. \tag{8}$$

Таким образом, используя уравнения (2) и (3), полученные Г. И. Грановским, и уравнения (6)—(8), можно определить рабочий кинематический передний угол (уравнение громоздко и в статье не приводится) и кинематический угол наклона режущей кромки:

$$\sin\lambda_\text{к} = \left(\frac{\sqrt{(V_\text{р} + V\sin\varepsilon)^2 + V_S^2}}{\sqrt{(V\cos\varepsilon)^2 + (V_\text{р} + V\sin\varepsilon)^2 + V_S^2}}\right) \times \left(\frac{V_S}{\sqrt{V_S^2 + (V_\text{р} + V\sin\varepsilon)^2}}\right)\cos\varphi\cos\lambda + \left(\frac{\sqrt{(V_\text{р} + V\sin\varepsilon)^2 + V_S^2}}{\sqrt{(V\cos\varepsilon)^2 + (V_\text{р} + V\sin\varepsilon)^2 + V_S^2}}\right) \times \left(\frac{V_\text{р} + V\sin\varepsilon}{\sqrt{V_S^2 + (V_\text{р} + V\sin\varepsilon)^2}}\right)\sin\varphi\cos\lambda + \left(\frac{V\cos\varepsilon}{\sqrt{(V\cos\varepsilon)^2 + (V_\text{р} + V\sin\varepsilon)^2 + V_S^2}}\right)\sin\lambda. \tag{9}$$

Рабочий кинематический задний угол можно определить, рассмотрев схему на рис. 4. Рабочая плоскость, в которой лежат векторы $\vec{V}_S$ и $\vec{V}_e$, проведенная через точку M_1, пересекается с задней поверхностью резца по

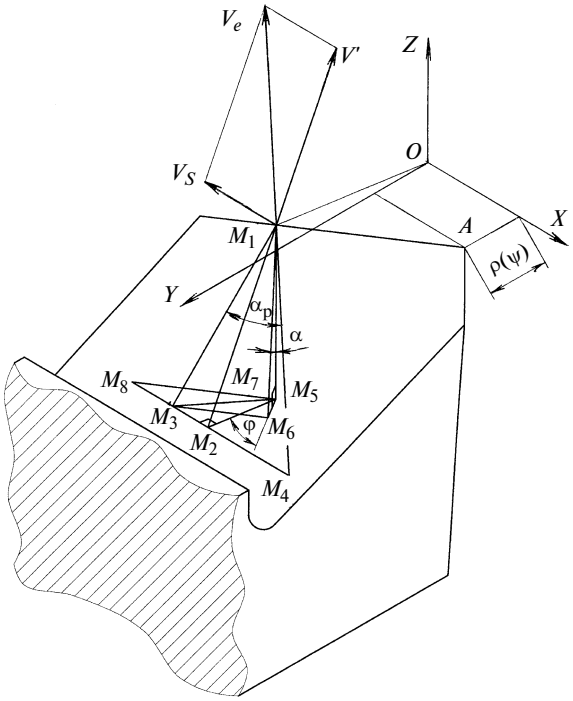


Рис. 4. Расчетная схема для определения рабочего кинематического заднего угла

прямой с отрезком M_1M_3, где точка M_3 принадлежит задней поверхности резца и его основанию. Прямые, на которых лежат векторы $\vec{V}_e$ и $\vec{V}'$, пересекают основание резца в точках M_4 и M_2 соответственно. Таким образом, искомый рабочий кинематический задний угол α_p будет заключен между отрезками M_1M_4 и M_1M_3. Проведя соответствующие геометрические расчеты, получим, что рабочий кинематический задний угол

$$\alpha_p = -\left(\arccos\left(\frac{\sqrt{(V\cos\varepsilon)^2 + (V_p + V\sin\varepsilon)^2}}{\sqrt{(V\cos\varepsilon)^2 + (V_p + V\sin\varepsilon)^2 + V_S^2}}\right) - \right.$$

$$\left. - \operatorname{arctg}\left(\frac{\operatorname{tg}\alpha\cos\delta}{\sin\varphi} - \sin\delta\operatorname{ctg}\varphi\right)\right),$$

где $\operatorname{tg}\delta = \dfrac{V_p + V\sin\varepsilon}{V\cos\varepsilon}$.

Сравнивая уравнения (5) и (9), можно сделать вывод, что координаты V_X, V_Y, V_Z в уравнении (5) соответственно равны:

$$V_X = \left(\frac{\sqrt{(V_p + V\sin\varepsilon)^2 + V_S^2}}{\sqrt{(V\cos\varepsilon)^2 + (V_p + V\sin\varepsilon)^2 + V_S^2}}\right) \times$$

$$\times \left(\frac{V_S}{\sqrt{V_S^2 + (V_p + V\sin\varepsilon)^2}}\right); \qquad (10)$$

$$V_Y = \left(\frac{\sqrt{(V_p + V\sin\varepsilon)^2 + V_S^2}}{\sqrt{(V\cos\varepsilon)^2 + (V_p + V\sin\varepsilon)^2 + V_S^2}}\right) \times$$

$$\times \left(\frac{(V_p + V\sin\varepsilon)}{\sqrt{V_S^2 + (V_p + V\sin\varepsilon)^2}}\right); \qquad (11)$$

$$V_Z = \left(\frac{V\cos\varepsilon}{\sqrt{(V\cos\varepsilon)^2 + (V_p + V\sin\varepsilon)^2 + V_S^2}}\right). \qquad (12)$$

Таким образом, проведенные исследования позволяют рассчитать рабочие кинематические углы, возникающие при обработке СЦП, а также определить кинематические углы в зависимости от конкретных условий обработки n, S, $\rho(t)$ по уравнениям (4), (5), используя уравнения (10)—(12), так как $V_p = d\rho(t)/dt$, $V = \rho(t)\omega$, $V_S = nS$.

Минимальные и максимальные расчетные значения рабочих кинематических углов при обработке наиболее применяемого профиля СЦП с $i = 3$ для различных статических углов инструмента при $\lambda = 0$ приведены в табл. 1 и 2.

В ходе исследования изменений рабочих кинематических углов при обработке СЦП с разными i, а также при разных статических углах резца были сделаны следующие выводы:

1. При увеличении главного угла в плане φ амплитуда колебаний рабочего кинематического переднего угла уменьшается, а амплитуда колебания угла наклона режущей кромки возрастает, кроме того, увеличивается минимальное значение рабочего кинематического заднего угла и уменьшается его максимальное значение. С уменьшением амплитуды колебаний рабочих кинематических переднего и заднего углов амплитуда колебания сил резания также уменьшается, поэтому реко-

Таблица 1

Главный угол в плане φ°	Рабочие кинематические передние углы $\gamma^\circ_{p\,min}/\gamma^\circ_{p\,max}$ при статическом переднем угле γ°			
	−5	0	5	10
45	−16,5/−7,09	−11,7/11,88	−6,88/16,66	−2,10/21,44
60	−12,9/−3,73	−8,17/8,42	−3,49/13,10	1,20/17,78
90	−4,87/−4,38	0,08/0,20	4,70/5,16	9,27/10,16

Таблица 2

Главный угол в плане φ°	Рабочие кинематические задние углы $\alpha^\circ_{p\,min}/\alpha^\circ_{p\,max}$ при статическом главном заднем угле α°		
	8	10	12
45	−5,76/25,45	−2,99/27,66	−0,20/29,82
60	−0,78/17,71	1,48/19,74	3,77/21,74
90	7,47/7,87	9,38/9,88	11,31/11,88

мендуется производить обработку СЦП резцом с главным углом в плане φ, близким к 90°. Кроме того, при φ = 90° значения рабочих кинематических углов мало отличаются от соответствующих статических, поэтому нет необходимости завышать статический главный задний угол во избежание контакта главной задней поверхности резца с поверхностью детали во время обработки.

2. При обработке СЦП деталей, предназначенных для бесшпоночных соединений, с одинаковым средним радиусом, с эксцентриситетами, рекомендованными в работах [3, 4], при увеличении числа осей симметрии увеличивается минимальный рабочий кинематический задний угол и уменьшается его максимальное значение, амплитуды колебаний рабочего кинематического переднего угла и кинематического угла наклона режущей кромки уменьшаются. Таким образом, при обработке СЦП с разным числом осей симметрии одним резцом геометрические параметры инструмента следует выбирать для обработки СЦП с наименьшим числом осей симметрии.

3. С увеличением значений статических углов минимальные значения рабочих кинематических и кинематических углов уменьшаются, а максимальные — возрастают.

Рассчитанные рабочие кинематические углы позволяют не только определить силы резания, возникающие при обработке СЦП, на основе которых можно спроектировать эффективную технологическую оснастку, но и назначить оптимальные статические углы резца.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Данилов В. А., Бажин М. В., Костюченко А. И.** Механическая обработка профильных поверхностей на универсальных станках // Химическое и нефтяное машиностроение. 1996. № 5. С. 68—70.

2. **Лакирев С. Г., Чиненов С. Г.** Математическое моделирование и новые принципы формообразования некруглых поверхностей. Челябинск: ЧГТУ. 1994. Ч. 1. 156 с.

3. **Синкевич В. М.** Принцип образования точением синусоидальных профилей для бесшпоночных соединений и их геометрия // Технология судостроения. 1973. № 7. С. 48—53.

4. **Синкевич В. М., Митюк Е. П.** Новый вид профильных соединений в узлах судовых механизмов // Вестник машиностроения. 1990. № 11. С. 60—63.

5. **Пат. 2280539 РФ**: МПК^7 В 23 В 5/44. Устройство для обработки синусоидальных цилиндрических поверхностей.

6. **Чиненов С. Г., Ворона В. В., Чиненова Т. П.** Приспособление для обработки некруглых цилиндрических поверхностей // СТИН. 2005. № 7. С. 11—13.

7. **Силин С. С.** Метод подобия при резании материалов. М.: Машиностроение, 1979. 152 с.

8. **Грановский Г. И., Грановский В. Г.** Резание металлов: Учебник для машиностр. и приборостр. спец. вузов. М.: Высшая школа, 1985.

УДК 621.9.02.001.2

В. А. ПУХАЛЬСКИЙ, канд. техн. наук (МГАПИ, г. Москва)

Принципы структурного и параметрического анализа конструкций на примере режущего инструмента

Анализ конструкций осуществим на примере торцовых черновых фрез с механическим креплением сменных многогранных пластин. Уровень рассмотрения конструкции определяют, исходя из того, на каком уровне рассматривается процесс, для обеспечения которого предназначается данный инструмент. Рассмотрим процесс на уровне цикла съема припуска отдельным зубом (рабочим элементом) торцовой фрезы за один ее оборот.

На основании обобщенной структурной модели конструкции, приведенной в работе[1], строим структурную модель конкретной конструкции — торцовой фрезы, на уровне ее рабочего элемента, т. е. зуба (рис. 1, 2).

Для дальнейшего анализа данной конструкции необходимо представить все многообразие возможных ее вариантов, т. е. описать комбинаторную задачу. Для демонстрации принципов такого анализа рассмотрим многообразие вариантов одной из основных частей конструкции — режущей части рабочего элемента торцовой фрезы и одной из вспомогательных частей конструкции — части, связывающей режущую часть с промежуточной частью рабочего элемента торцовой фрезы (см. рис. 1, 2). Требования к режущей части рабочего элемента фрезы задаются процессом фрезерования, ее вариант определяется формой, объемом и содержанием[1].

Осуществив анализ всевозможных вариантов геометрических форм для режущих частей, пришли к выводу, что наиболее приемлемой для этих целей формой является выпуклый многогранник. Обобщенной же формой выпуклого многогранника, которая позволяет выйти на максимальное число возможных форм режущих частей путем варьирования значениями определяющих ее параметров, является скошенная призма (рис. 3).

Данная обобщенная режущая часть охватывает те формы многогранников, в основаниях которых лежат правильные многоугольники одинаковой формы. Эти многоугольники расположены в параллельных плоскостях так, что прямая, проходящая через их центры тяжести, одновременно перпендикулярна к верхнему и нижнему основаниям многогранника. Все остальные формы режущих частей, не охваченные обобщенной формой, получа-

[1] **Пухальский В. А.** Обобщенные структурные модели процессов и конструкций // Вестник машиностроения. 2007. № 6. С.

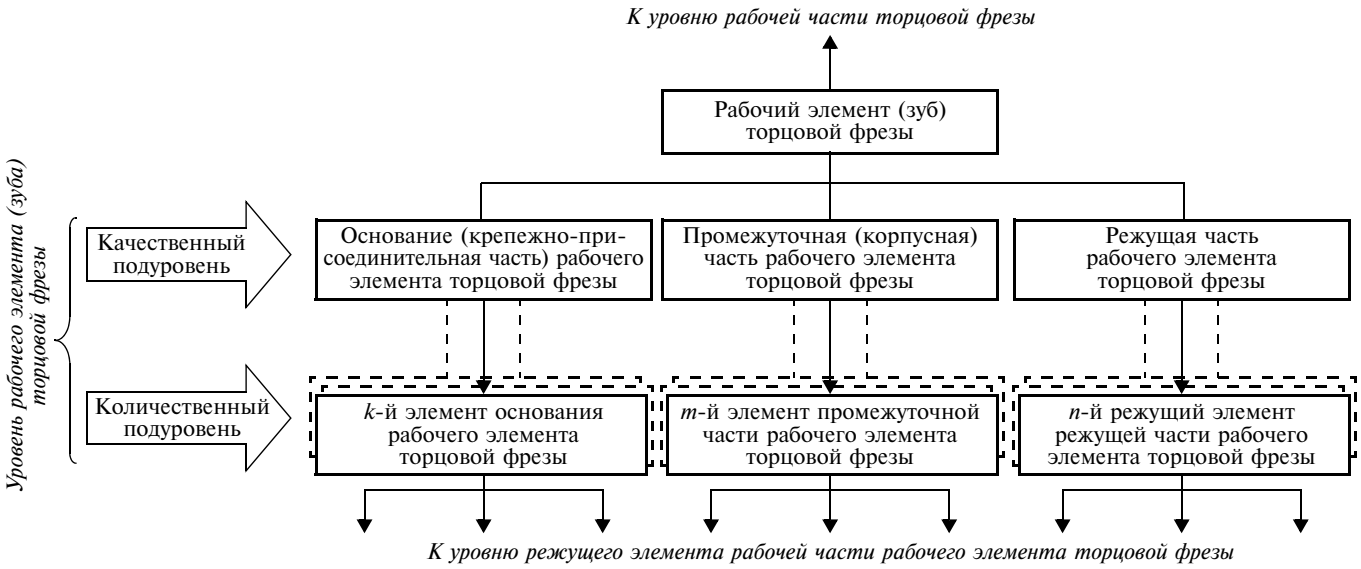


Рис. 1. Структурная иерархическая схема конструкции торцовой фрезы на уровне ее рабочего элемента

Рис. 2. Структурная схема взаимодействия основных частей конструкции торцовой фрезы на уровне ее рабочего элемента

ются путем всевозможных ее искажений.

Определенный объем режущая часть приобретает при назначении конкретных величин параметров, определяющих ее форму. Содержание режущей части, т. е. материал из которого она изготовляется, определяют, исходя из требований к ее прочности, износостойкости и т. д.

Рассмотрим варианты вспомогательной части конструкции инструмента, связывающей режущую и промежуточную части рабочего элемента фрезы. Вариабельность этой части конструкции определяется параметрами процессов, обеспечивающих взаимодействие режущей и промежуточной частей рабочего элемента фрезы. Эти параметры характеризуют тепловые и силовые явления, сопровождающие данные процессы. Проанализируем в основном силовые явления и параметры, их характеризующие.

Процессами, обеспечивающими взаимодействие основных частей конструкции согласно статье[1] являются: во-первых, процесс предварительного ориентирования режущей части относительно базовых поверхностей на рабочем элементе фрезы; во-вторых, процесс ее базирования и, в-третьих, процесс закрепления на этих поверхностях. Каждый из этих процессов в свою очередь обеспечивается определенными подпроцессами. Например, предварительное ориентирование режущей части во фрезе можно представить следующими действиями: захват режущей части; ее перемещение к фрезе; ориентирование; приведение в соприкосновение с базовыми поверхностями и предварительный прижим к ним.

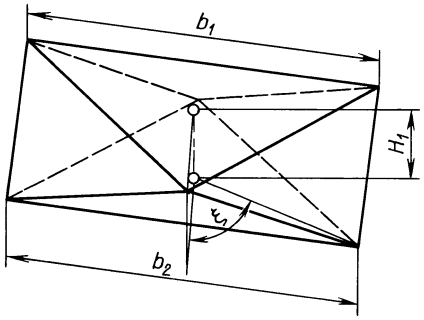


Рис. 3. Обобщенная форма режущей части: $b_1 = 0 \div \infty$, $b_2 = 0 \div \infty$ — размеры сторон правильных многоугольников, являющихся соответственно верхним и нижним основаниями многогранника; $H_1 = 0 \div \infty$ — высота многогранника; $\xi = 0 \div 180°/n_{уг}$ — угол разворота верхнего основания относительно нижнего, где $n_{уг} = 3 \div \infty$ — число углов многоугольников, являющихся верхним и нижним основаниями многогранника

Силы, действующие в момент приведения в соприкосновение режущей части (в форме пятигранной прямоугольной призмы) с базовыми поверхностями и предварительного прижима к ним, представлены на рис. 4. Окончание процесса предварительного ориентирования режущей части ограничивается временем действия силы ее предварительного прижима к базовым поверхностям. Действие силы предварительного прижима прекращается после того, как режущая часть приходит в положение, при котором появляются силы

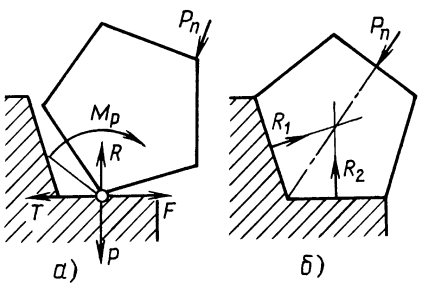


Рис. 4. Силовые факторы, возникающие при взаимодействии режущей части с базовыми поверхностями в плане:
а — при первоначальном контакте в точке; *б* — при заклинивании; $P_п$ — сила предварительного прижима; P — сила прижима к базовой поверхности; T — сила сдвига по базовой поверхности; F — сила трения; R — сила реакции базовой поверхности; $M_р$ — момент разворота относительно базовой поверхности

заклинивания R_1 и R_2 (см. рис. 4, *б*) и начинают действовать силы закрепления, удерживающие ее в этом положении, т. е. осуществляется закрепление режущей части (на рис. 4 не показано). Величина сил закрепления должна обеспечивать надежное закрепление режущей части не только в момент сборки, но и на протяжении всего дальнейшего существования инструмента вплоть до момента, когда потребуется его разборка. Процесс закрепления заканчивается с прекращением действия сил закрепления. Процесс базирования осуществляется с момента первоначального контакта режущей части с базовыми поверхностями (см. рис. 4, *а*) вплоть до его прекращения при раскреплении режущей части (на рис. 4 не показано). Как видим, процессы сборки конструкции, т. е. предварительного ориентирования, базирования и закрепления, осуществляются с определенным перекрытием.

Вариабельность базирования определяется теми же силовыми параметрами, что и процесс приведения в соприкосновение с базовыми поверхностями и предварительного прижима к ним режущей части. Дополнительно при базировании рассматривается влияние на эти параметры сил резания. Вариант закрепления режущей части определяется местом приложения, направлением действия и величиной силы закрепления.

Процессы разборки конструкции осуществляются аналогично процессам сборки, но в обратной последовательности, и их наименования (раскрепление, разбазирование и удаление режущей части из инструмента) подчеркивают противоположный характер процессов.

Конкретный вариант инструмента получается при назначении всем приведенным выше параметрам конкретных величин и всем основным элементам — конструкционного обличия.

УДК 621.791.011

В. Я. ШНЕЕРСОН, канд. техн. наук (г. Неусс, Германия)

К построению модели сварочной ванны

Для построения модели сварочной ванны предложено выделить в ней ядро — центральную часть ванны, где происходят процессы массообмена жидкого металла, поступающего с передней стенки ванны, и металла, уходящего в зону кристаллизации.

In order to construct welding bath model it is suggested to single out a nucleus, i. e. bath central part, where mass exchange process between the molten metal from the front wall of the bath and the metal moving into the zone of crystallization takes place.

К вопросам формирования сварочной ванны и ее строения проявляют интерес ряд исследователей. Различные точки зрения на эту проблему рассмотрены в работах [1, 2]. При сварке плавлением принято выделять переднюю стенку, кратер и хвостовую часть сварочной ванны. В работе [1] были рассмотрены процессы, происходящие на передней стенке ванны. Было показано, что вследствие разной скорости плавления металла и гидродинамической скорости движения металла на передней стенке металл поступает в ванну дискретно, в виде наслаивающихся друг на друга периодических структур. При этом предполагалось, что эти структуры поступают напрямую в хвостовую часть ванны и там кристаллизуются, формируя слоистую неоднородность шва.

Однако детальное изучение процессов формирования ванны позволяет выдвинуть гипотезу о более сложных строении ванны и процессах, происходящих в ней, что связано с образованием и движением периодических структур жидкого металла и в хвостовой части ванны. Гипотеза предполагает выделение из хвостовой части ванны некоторого объема жидкого металла — ядра сварочной ванны (рисунок), которое можно рассматривать как преобразователь периодических структур металла, поступающего с передней стенки ванны, в периодические структуры металла в зоне кристаллизации сварочной ванны. Этот объем металла характеризуется определенными подвижностью, вязкостью и силами, действующими в этой части ванны. Из-за разной вязкости металла в хвостовой части ванны в движении вслед за сварочной дугой принимает участие не весь металл хвостовой части, а только его часть — ядро сварочной ванны. В ядре происходят процессы массообмена металла: приход металла с передней стенки и отдача ("отслаивание") металла в зоне кристаллизации. Выделение ядра сварочной ванны предполагает более тонкое строение сварочной ванны.

Основные явления, связанные с образованием ядра сварочной ванны: 1) поступление металла с передней стенки ванны в головную часть ядра; 2) движение ядра относительно всей ванны; 3) движение дуги относительно ядра; 4) движение металла в самом ядре; 5) "отслаивание" жидкого металла от задней части ядра в зону, примыкающую к области кристаллизации (при движении

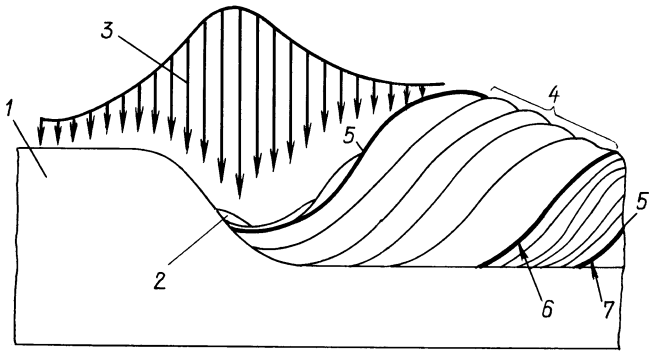


Схема сварочной ванны:
1 — свариваемые детали; *2* — металл, поступающий с передней стенки ванны; *3* — сварочная дуга; *4* — ядро сварочной ванны; *5* — жидкий металл хвостовой части ванны; *6* — вновь образовавшаяся граница; *7* — закристаллизовавшийся металл

ядра в головную часть ванны). Все эти процессы взаимосвязаны, но при определенных условиях возможно рассмотрение каждого из них в отдельности, что представляет собой в каждом случае самостоятельную задачу.

Квазистационарная форма ядра в зависимости от режима, способа сварки и свариваемого металла может быть разной, так как на нее накладываются "малые" возмущения формы ванны из-за постоянного перераспределения давления сварочной дуги при ее перемещении относительно свариваемых деталей (или деталей относительно дуги). Перераспределение давления определяется силами трения между дугой и жидким металлом и эластичностью столба дуги (его упругими свойствами). Ядро ванны находится как под действием сил, которые перемещают его в сторону передней части ванны вслед за дугой, так и под действием сил, удерживающих его в хвостовой части. При движении дуги в сторону передней стенки ванны давление дуги на стенку кратера (со стороны хвостовой части) уменьшается. Возникающая разность давлений между разными участками хвостовой части перемещает ядро вслед за дугой. Величина перемещения ядра в сторону передней стенки определяется зоной максимального давления дуги со стороны кратера и силами когезии и адгезии со стороны зоны кристаллизации. При балансе этих сил перемещение прекращается до возобновления нового периода перемещения ядра. Это движение происходит неравномерно, с остановками, при этом часть металла ядра ванны "отслаивается", остается в зоне кристаллизации, в результате чего образуется граница новой периодической структуры шва (слоистой неоднородности). Частота поступления металла с передней стенки ванны и частота периодических структур хвостовой части могут не совпадать, а границы слоев металла, поступающего с передней стенки, в ядре могут исчезать вследствие слияния металла этих слоев.

С поступлением металла с передней стенки масса ядра увеличивается. Но из-за "отслаивания" жидкого металла масса ядра уменьшается. При стационарном режиме формирования шва (режим нормального формирования) масса ядра в целом остается квазипостоянной.

При изучении динамических процессов в ядре надо учитывать периодичность и массу поступающих с передней стенки слоев и периодичность и массу отслаивающихся частей ядра. При этом массы слоев и частоты этих процессов могут быть различными. Принципиально возможен режим сварки без движения ядра вслед за дугой (при малых скоростях перемещения дуги, больших объемах металла хвостовой части, малых токах дуги, большой вязкости расплавленного металла и других факторах процесса сварки). Таким образом, в сварочной ванне можно выделить главную ее часть — ядро сварочной ванны, где постоянно происходят процессы массообмена металла, поступающего с передней стенки ванны с одной стороны и уходящего в зону кристаллизации с другой стороны. Эти процессы происходят дискретно, периодически, определяя в конечном итоге структуру сварного шва.

Вывод

Предлагается для построения модели сварочной ванны выделить в ней ядро сварочной ванны, где происходят процессы массообмена металла, поступающего с передней стенки ванны, и металла, уходящего в зону кристаллизации с образованием периодических структур.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Шнеерсон В. Я.** О механизме формирования периодической структуры (слоистой неоднородности) сварного шва // Сварочное производство. 1990. № 2. С. 41—43.
2. **Лесков Г. И., Пустовойт С. В.** К вопросу построения модели сварочной ванны при электродуговой сварке // Автоматическая сварка. 2001. № 1.

УДК 621.923

Ю. А. МИКИПОРИС, д-р техн. наук, А. В. АНТОНОВ (Ковровская государственная технологическая академия)

Совершенствование очистки масел трибоэлектризацией

Анализ научно-исследовательских работ, выполненных в ведущих организациях страны (МГТУ "Станкин", МГТУ "МАМИ", УлГТУ, ИвГТУ, НнГТУ, ВГУ и других), подтверждает тот факт, что отечественные СОЖ представляют практически все классы сред (в том числе на нефтяной основе) как по физико-химическим признакам, так и по назначению и области применения.

Многочисленные исследования Л. В. Худобина, Е. Г. Бердичевского, М. И. Клушина, В. Н. Латышева, В. М. Тихонова, А. С. Верещаки, Ю. Г. Кабалдина,

В. В. Богданова, М. Ю. Обшивалкина, Г. Р. Муслиной, В. В. Теплова, А. Р. Трощий, В. И. Туромша, В. В. Ефимова, В. В. Маркова, Е. А. Кареева, А. Е. Бушева, В. Г. Гусева, Л. И. Минеева, А. Г. Наумова, В. Г. Ромашкина и других авторов свидетельствуют о взаимодействии СОЖ с загрязнениями (отложениями на поверхностях промышленного оборудования, инструмента) и с окружающей средой. Следствием этого является снижение качества как самих СОЖ, так и технологии процесса обработки деталей резанием (увеличивается шероховатость и наблюдается преждевременный выход из строя режущего инструмента из-за ускоренного износа).

Основным недостатком известных центрифуг, используемых для очистки СОЖ, является низкое сцепление частиц загрязнений со стенкой ротора и, как следствие, их смыв со стенок ротора и унос, а также невозможность удержания в центробежном поле ротора частиц, имеющих меньшую (по сравнению с жидкостью) плотность; из-за этого снижается эффективность очистки.

Задачей авторов являлось исследование повышения эффективности центробежной очистки СОЖ на нефтяной основе, т. е. масел от частиц загрязнения, в том числе с меньшей плотностью по сравнению с жидкостью.

Неполярным жидким диэлектрикам, к которым относятся технические нефтесодержащие жидкости, а также частицам загрязнения при их движении свойственна трибоэлектризация, т. е. приобретение электростатических зарядов [1—3]. Поэтому наличие взаимодействующих с жидкостью лопаток раскручивающего диска горизонтальной центрифуги, выполненных из материала с противоположной в сравнении с материалом ротора поляризационной ориентацией, способствует переносу электростатических зарядов в жидкости путем диффузии, проводимости, конвекции и преимущественной адсорбции, при этом ионы одного знака образуются на стенках ротора, а другого — в жидкости и на частицах загрязнений, которые независимо от их плотности притягиваются к стенкам ротора и оседают на них с большим сцеплением.

На рис. 1, *а* представлена схема центрифуги [4], а на рис. 1, *б*, *в* — формы лопаток и раскручивающего диска. Устройство работает следующим образом. Очищаемая жидкость через входной патрубок *1* подается на лопатки диска *2*. Взаимодействуя с лопатками, выполненными из материала с противоположной поляризационной

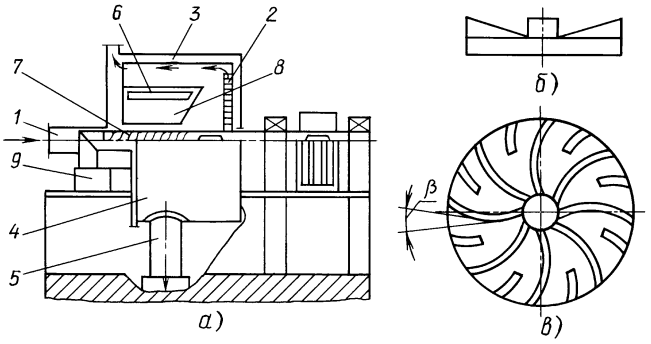


Рис. 1. Схема центрифуги (*а*) и формы лопаток (*б*) и диска (*в*)

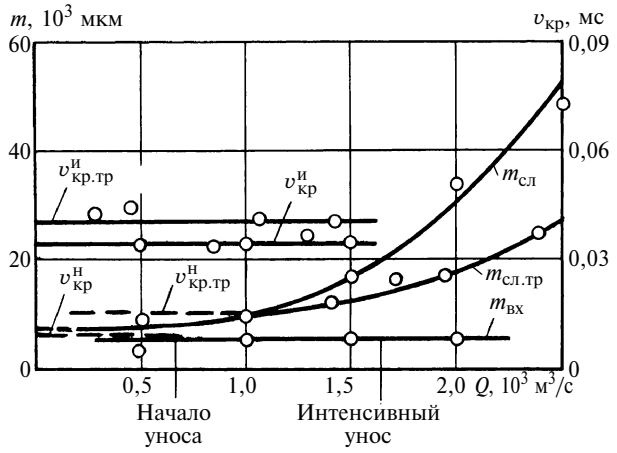


Рис. 2. Влияние расхода жидкости *Q* на унос частиц:
$m_{вх}$, $m_{сл}$ — концентрации загрязнения на входе и на сливе

ориентацией по сравнению с материалом ротора *3*, жидкость и частицы загрязнения приобретают (вследствие трибоэлектризации) заряд одного знака, в то время как на стенках ротора образуется заряд другого знака. Это способствует тому, что частицы загрязнения (независимо от их плотности) притягиваются к стенкам ротора и оседают на них, не попадая в корпус *4* и сливной патрубок *5*. Периодически нож *6* прижимается к внутренней стенке ротора, слой загрязнения срезается и сбрасывается на шнек *7*, далее в лоток *8*, а затем выносится в грязеприемник *9*.

Следует отметить также то, что чем больше скорость раскручивания жидкости на лопатках, тем выше электростатические заряды, так как при движении жидкости с большей скоростью большее количество ионов участвует в электролитическом механизме образования электростатического заряда (концентрация же ионов в определенном объеме жидкости всегда одинакова). Поэтому из условия безударного входа жидкости и для уменьшения гидравлических потерь лопатки выполнены усеченными (см. рис. 1, *б*) и загнутыми назад под углом $\beta = 45°$ (см. рис. 1, *в*); причем, по меньшей мере, половина лопаток располагается на периферии диска.

На ОАО "КМЗ" были проведены сравнительные испытания предложенного варианта центрифуги с использованием эффекта трибоэлектризации, полученные результаты представлены на рис. 2. Эффективность удержания частиц на стенке ротора центрифуги силой трибоэлектрического притяжения определяли сравнением скоростей $\upsilon^{н}_{кр.тр}$ начального и $\upsilon^{и}_{кр.тр}$ интенсивного уноса загрязнения, полученных с использованием эффекта трибоэлектризации и без него. Анализ опытов показал, что за счет дополнительного действия силы трибоэлектрического притяжения смыв и унос ранее осевших на стенке ротора частиц происходит при бóльших скоростях, а эффективность удержания частицы на стенке ротора центрифуги в результате этого составила в среднем 15,1 %.

С использованием центрифуги разработан технологический процесс подвода СОЖ в зону резания, особенностью которого является обеспечение очистки

СОЖ в центрифуге при одновременном автоматическом регулировании подачи определенного количества воздуха (присадок и т. п.) в зону резания.

Известно, что применение СОЖ сопровождается полным или частичным вытеснением атмосферного воздуха из зоны резания и нестабильным участием его в контактных взаимодействиях. Особенно это характерно для процессов обработки глубоких отверстий и каналов, так как при сверлении глубоких отверстий (например, при производстве оружейных стволов) условия работы режущего инструмента усложняются вследствие плохих отвода теплоты и удаления стружки. Поэтому СОЖ необходимо подавать в зону резания предварительно очищенной и при необходимости аэрированной.

Следует отметить, что роль воздуха в процессах резания неоднозначна [5]:

1) при скоростях резания менее 0,5 м/с воздух способствует увеличению интенсивности изнашивания инструмента (по сравнению с обработкой в вакууме);

2) при скоростях резания более 0,5 м/с при наличии воздуха отмечается снижение интенсивности изнашивания с одновременным уменьшением шероховатости. Это позволяет судить о целесообразности применения в этих случаях кислородсодержащих присадок или аэрации СОЖ.

При сверлении глубоких отверстий характерно изменение скоростей резания в широком диапазоне. Поэтому для предварительной очистки СОЖ (при отсутствии резания) предлагается периодически включаемая центрифуга. При изменении скорости резания для подачи или отключения воздуха (кислородсодержащих присадок и т. п.) необходим канал подвода газовой среды с электромагнитным клапаном, управляемым от датчика скорости резания, что значительно расширит технологические возможности устройства для эффективного подвода СОЖ в зону резания (рис. 3) [6].

При этом наряду с подачей или отключением газовой среды в устройстве осуществляется тонкая очистка СОЖ, заключающаяся не только в центрифугировании, но и в сверхтонком диспергировании неуловленных центрифугой твердых частиц с одновременным "озвучиванием" СОЖ в ультразвуковом поле кавитации, возникающей в смесительной камере, внутренняя поверхность которой изготовлена в форме трубки Вентури (кофузоро-диффузорного типа), выполняющей функции диспергатора и эжектора.

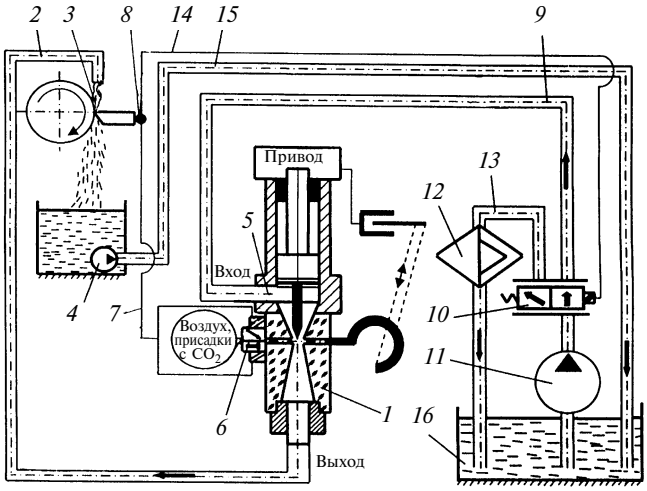


Рис. 3. Устройство для подвода смазочно-охлаждающей жидкости

"Озвучивание" СОЖ заключается в поляризации и ориентации молекул углеводородов и других органических веществ, входящих в СОЖ, и влиянии посредством этих процессов на их смазочную и охлаждающую способности в контактной зоне резания. В частности, ультразвук усиливает окислительные процессы на поверхностях стружки и инструмента, вызывая расположение молекул воды с выделением свободного кислорода.

Устройство состоит из смесительной камеры *1*, трубы *2* для подачи СОЖ в зону *3* резания насоса *4*, канала *5* для подвода газовой среды с установленным на нем электромагнитным клапаном *6*, соединенным проводом *7* с датчиком *8* скорости резания. В зависимости от вида обработки датчик *8* может быть связан как с механизмом перемещения (вращения) режущего инструмента, так и с механизмом перемещения (вращения) обрабатываемой детали. Труба *9* подвода СОЖ к корпусу смесительной камеры *1* соединена с электромагнитным клапаном *10*, установленным за насосом *11* и перед центрифугой *12*, соединенной с ним трубой *13*; а проводом *14* — с датчиком *8*; насос *4* соединен трубой *15* с баком *16*.

Устройство работает следующим образом: насос *11* подает СОЖ по трубе *13* в центрифугу *12* (от датчика *8* сигнал поступает по проводу *14* и включается клапан *10*), где она очищается от крупных частиц загрязнения.

В начале процесса резания электромагнитный клапан *10* возвращается в первоначальное положение, а жидкость подается по трубе *9* в смесительную камеру *1* устройства, где твердые частицы, не уловленные центрифугой, измельчаются, а СОЖ "озвучивается" в зоне кавитации и поступает далее в зону *3* резания по трубе *2*. Подача жидкости происходит либо с подачей газовой среды через канал *5*, когда при скорости резания более 0,5 м/с от датчика *8* поступает сигнал и клапан *6* включает подачу газовой среды, либо без подачи газовой среды, когда при скорости резания менее 0,5 м/с поступает сигнал от датчика *8* и клапан *6* отключает подачу газовой среды.

Предварительное "озвучивание" и очистка СОЖ от твердых примесей в центрифуге с последующим их диспергированием до сверхтонкого состояния в смесительной камере и автоматической подачей (либо отключением) газовой среды (воздуха или кислородсодержащих присадок) способствуют снижению интенсивности изнашивания режущего инструмента с одновременным уменьшением шероховатости обрабатываемой поверхности, что существенно расширяет технологические возможности и эффективность устройства для подвода СОЖ в зону резания.

В ОАО "КМЗ" был спроектирован и изготовлен опытный образец установки для очистки СОЖ — масла И-20А. Эффективность очистки была проверена при производстве изделия типа крышки, где основными операциями являются токарная обработка и сверление. Исследования проводили при обработке отверстий в образцах, изготовленных из стали 60 (170÷190 *HB*).

В каждом образце просверливали одно сквозное отверстие диаметром 35 мм и длиной 20,8 мм.

Результаты испытаний показали, что функции изменения износа режущего инструмента и макро- и микрогеометрии обработанного лезвийным инструментом отверстия не имеют экстремальных точек и носят монотонно возрастающий или убывающий характер. Следовательно, проведение экспериментов многофакторным планом, при котором решается задача нахождения экстремума функции, нецелесообразно. При исследовании изменяли концентрацию механических примесей от 0 до 4 г/л.

Эффективность операций точения исследовали в условиях действующего производства методом пассивного наблюдения: в течение смены обрабатывали партию заготовок на токарном полуавтомате 1Б 265 МП-6к по заводской технологии с подачей масла И-20А поливом с суммарным расходом 110 л/мин. Через каждый час измеряли износ резца и сверла, концентрацию механических примесей в СОЖ и среднее арифметическое отклонение профиля обработанных поверхностей. Анализ результатов испытаний показал, что при сверлении отверстий снижение концентрации загрязнения от 4 до 0,01 г/л приводит к уменьшению отклонения от округлости на 22 % и повышению качества обработанных поверхностей изделия типа "крышка" на 21÷28 %, а износ режущих кромок инструментов снижается в среднем с 3,7 до 0,7 мм.

Экономический эффект от внедрения разработанной установки и технологии очистки и заправки СОЖ только за счет вторичного ее использования составил 2765 руб. в год для изделия типа крышки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Захаров А. Е., Микипорис Ю. А.** Состояние СОТС и пути улучшения их свойств в условиях машиностроительного производства // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2005. № 6. С. 90—93.
2. **Микипорис Ю. А., Баженов Ю. В., Бублий С. А.** Контроль промышленной чистоты жидкостей в транспортном машиностроении // Вестник машиностроения. 2005. № 8. С. 80—83.
3. **Микипорис Ю. А.** Использование трибоэлектризации для очистки масел в транспортном машиностроении // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2006. № 5. С. 69—75.
4. **Положительное** решение о выдаче патента на изобретение по заявке № 2005118901/11 (021429): МКИ В 04 В 5/10 от 17.06.2005. Центрифуга для очистки жидкости.
5. **Применение** СОЖ при обработке резанием (опыт Волжского автомобильного завода им. 50-летия образования СССР) / Л. А. Иванова, Ю. И. Иванов, М. И. Клушин и др. М.: НИИМАШ, 1975. 87 с.
6. **Пат. 57183 РФ:** МКИ В 23 Q 11/10: Устройство для подвода смазочно-охлаждающей среды.

Обработка материалов без снятия стружки

УДК 621.9.011

А. С. ЛОБАНОВ, канд. техн. наук (МГТУ "МАМИ")

Контактные явления при деформирующем протягивании

Эффективность процесса деформирующего протягивания в значительной степени определяется стойкостью деформирующего элемента, причем в большей мере это относится к элементам, изготовленным из инструментальных сталей.

Исследования показали, что стойкость рабочих элементов протяжек во многом зависит от явлений, протекающих на контактной поверхности инструмента с деталью, которые можно разделить на три группы:

1) физические, связанные с избытком свободной энергии в поверхностном слое при наличии поверхностного натяжения вследствие некомпенсированных молекулярных сил сцепления, действующих на молекулы поверхностного слоя: трение (*1'*), когезия (*2'*), адгезия (*3'*), диффузия (*4'*), физическая адсорбция (*5'*), перенос материи на контртело (*6'*), дисперсирование (*7'*), образование новой фазы в первоначально однородной нестабильной среде (*8'*), капиллярная конденсация (*9'*), собирательная рекристаллизация (*10'*);

2) химические, связанные с изменением химического состава поверхностного слоя — концентрированием в нем поверхностно-активного вещества, которое сопровождается понижением свободной поверхностной энергии: химическая адсорбция (*11'*), химические реакции (*12'*), топохимические процессы (*13'*);

3) электрические, связанные с распределением в поверхностных слоях электрических зарядов и возникновением скачков в поверхностях раздела: электрокапиллярные (*14'*), электрокинетические (*15'*), электродные процессы (*15'*).

Рассматривая перечисленные явления как характеристики способа воздействия, с помощью системного анализа [1] определили наиболее влияющие из них на протекание процесса деформирующего протягивания. Для этого использовали технологические цели, которые достигаются при образовании поверхности детали заданного качества при максимальной производительности труда и минимальных затратах на ее изготовление (рис. 1).

Анализ взаимосвязей технологических целей с физическими, химическими и электрическими характеристиками способа воздействия (рис. 2) позволил установить наиболее значимые из них, совершенствование которых наиболее эффективно для обеспечения качественных и технико-экономических показателей процесса деформирующего протягивания. К ним относятся: трение, когезия, адгезия, диффузия.

Для совершенствования выбранных характеристик

Рис. 1. Структурная схема технологических целей

способа воздействия были установлены их зависимости от других технологических показателей обработки. Данная задача решалась с позиций основных положений теории трения и износа.

При обработке металла давлением между контактирующими поверхностями имеет место трение скольжения, которое наиболее полно отражает двойственность молекулярно-механической теории [2]. Согласно этой теории в зависимости от величины адгезии $\tau/\sigma_т$ (τ — касательные напряжение, $\sigma_т$ — предел текучести) и относительной глубины резания h/R (h — глубина резания, R — радиус внедрения неровности) различают пять видов нарушений фрикционных связей: 1) упругое оттеснение; 2) пластическое оттеснение; 3) микрорезание; 4) схватывание поверхностных пленок; 5) схватывание поверхностей.

Первые три вида нарушений фрикционных связей обусловлены механическими воздействиями, последние два — молекулярными.

Критерием перехода от первого вида нарушения фрикционных связей ко второму и третьему является относительная глубина внедрения и величина сил адгезии. В зависимости от соотношения прочностей поверхностной пленки и основного материала имеют место четвертый или пятый виды нарушений фрикционных связей. Причем, если прочность поверхностной пленки меньше прочности основного материала, то будет иметь место четвертый вид нарушения, в противном случае — пятый.

В соответствии с этой теорией износом будет считаться отделение материала при первом, втором и четвертом видах нарушения фрикционных связей. В свою очередь, износ является функцией коэффициента трения, который выражается в виде суммы молекулярной ($f_м$) и деформационной ($f_д$) составляющих: $f = f_м + f_д$. Значение общего коэффициента трения определяется соотношением этих составляющих, которые зависят от физико-механических свойств материала инструмента, величины контактных давлений, шероховатости рабочих поверхностей инструмента, скорости протягивания, температуры в зоне контакта и применяемой СОЖ.

Таким образом, совершенствование процесса внешнего трения сводится к выбору оптимальных условий обработки, которая обеспечивает минимально возможные значения составляющих коэффициента трения.

В процессе изнашивания деформирующих элементов протяжек ведущую роль играют адгезионно-диффузионные процессы. Поэтому для повышения эффективности деформирующего протягивания необходимо обеспечить управление этими явлениями, что достигается путем варьирования технологическими параметрами метода обработки. В частности, наибольший эффект можно получить путем изменения физико-механических свойств поверхностного слоя и шероховатости поверхности деформирующих элементов.

Это позволяет осуществлять различные методы уп-

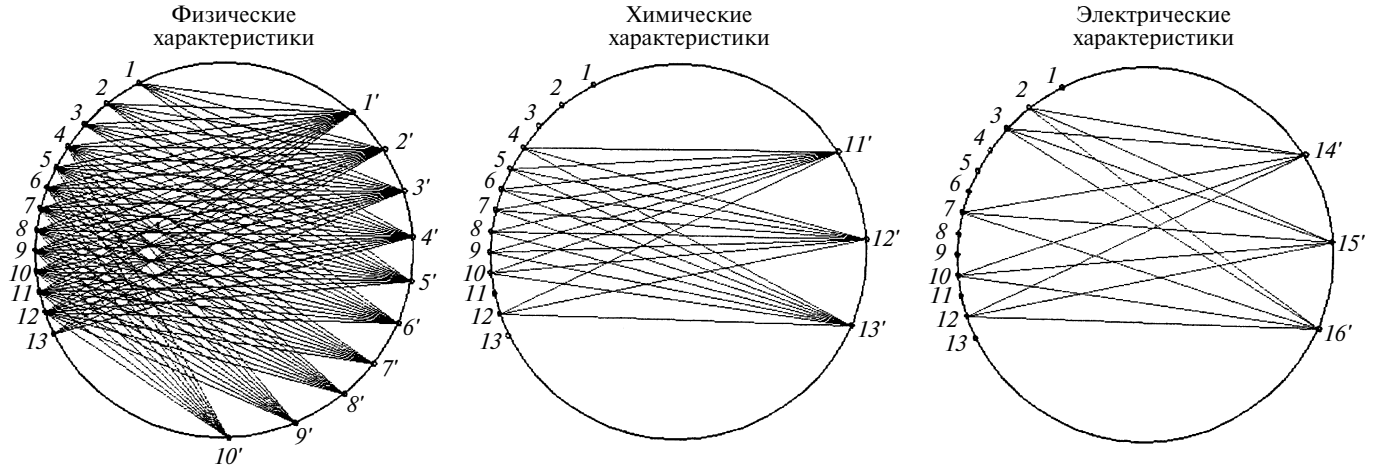


Рис. 2. Круговые графы взаимосвязей технологических целей с составляющими процессами способа воздействия

рочняющей обработки. Так, например, для формирования поверхностного слоя с необходимыми физико-механическими свойствами можно использовать электроискровое легирование и напыление ионно-плазменных покрытий [3]. Покрытия, нанесенные данными методами, обладают повышенной несущей способностью и имеют химические свойства, значительно отличающиеся от свойств обрабатываемого материала. Наличие химически пассивного слоя исключает непосредственный контакт материала деформирующих элементов с материалом обрабатываемой заготовки, что снижает интенсивность протекания адгезионно-диффузионных процессов.

Управление контактными явлениями путем изменения шероховатости рабочих поверхностей деформирующих элементов можно осуществлять методом вибрационного выглаживания, который дает возможность создавать регулярный микрорельеф (РМР) и управлять им [4]. Это позволяет формировать необходимую площадь контакта деформирующих элементов с деталью, определяющую величины силы трения, коэффициента трения и эксплуатационные свойства инструмента, в частности износостойкость.

Наличие РМР с системой масляных каналов обеспечивает следующее. Подаваемая в зону обработки СОЖ вследствие натяга пластического деформирования выдавливается на вершины выступов микрорельефа, создавая тем самым надежную защиту рабочих поверхностей от непосредственного контакта с материалом обрабатываемой детали, так как разделяет их. В результате обработка происходит в условиях граничного трения, что снижает молекулярную составляющую коэффициента трения и повышает износостойкость деформирующих элементов.

Эффективным решением рассматриваемой задачи является применение механизма избирательного переноса (ИП) в условиях поверхностно-пластинчатого деформирования [5]. Это позволяет управлять силами межмолекулярного взаимодействия материалов инструмента и детали, адгезионной составляющей коэффициента трения, что определяет интенсивность протекания адгезионно-диффузионных процессов и дает возможность повысить износостойкость инструмента.

Дальнейшее исследование контактных явлений позволит найти новые пути повышения стойкости деформирующих элементов путем модифицирования их рабочих поверхностей и использовать более дешевые материалы для изготовления инструмента.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Кузнецов В. А.** Повышение качества изготовления деталей путем совершенствования метода обработки на основе системного анализа // Совершенствование процессов обработки и сборки деталей автомобиля в условиях гибких автоматизированных комплексов. М.: 1987. С. 139—150.
2. **Михин Н. М.** Внешнее трение твердых тел. М.: Наука, 1977. 221 с.
3. **Гаврилов А. Г., Лобанов А. С.** Повышение эффективности процесса дорнования отверстий поршневых пальцев // Опыт производства и перспективы развития инструмента с износостойкими покрытиями. М.: ВНИИТЭМР, 1988.
4. **Повышение** эффективности протягивания за счет применения деформирующих элементов с регулярным микрорельефом / А. С. Лобанов и др. // Проблемы эксплуатации инструмента в металлообрабатывающей промышленности. М.: ЦРДЗ, 1992.
5. **Лобанов А. С., Черкесов В. Н.** Деформирующее прошивание в условиях избирательного переноса // Ресурсосберегающая технология машиностроения. М.: МГААТМ, 1993.

В порядке обсуждения

УДК 001.4:621.81.002.7

Ф. Н. АБРАМОВ, канд. техн. наук (Национальный технический университет Украины "КПИ", г. Киев)

Влияние погрешностей формы и взаимного расположения базовых поверхностей на точность базирования призматических заготовок с совмещением баз

Приведен анализ влияния погрешностей форм и взаимного расположения базовых поверхностей на точность базирования призматических заготовок с совмещением баз. Получены аналитические зависимости, позволяющие прогнозировать возможную погрешность базирования заготовок от указанных факторов и минимизировать ее.

Study of the effect of form inaccuracy and of location surface positional relationship on the basing precision of base-superpositioned prismatic blanks is covered. Analytic dependences are received, which allow for predicting possible error of blank basing dependent on the stated factors and for minimizing it.

Принято считать, что отклонения формы и взаимного расположения поверхностей призматических заготовок не оказывают существенного влияния на точность их базирования, и поэтому возникающими вследствие этого погрешностями обычно пренебрегают. К сожалению, данный вопрос недостаточно изучен, а посвященные этой проблеме работы [1, 2] предлагают упрощенный взгляд и не освещают ее в полном объеме.

Для доказательства недостаточной обоснованности существующего мнения приведем комплексное теоретическое исследование влияния указанных выше факторов на точность базирования призматических заготовок с совмещением баз.

При таком базировании заготовок погрешность базирования для выполняемых размеров может вызывать погрешности формы и взаимного расположения базовых поверхностей. Возникающие вследствие этого погрешности базирования могут суммироваться и достигать больших значений.

Рассмотрим влияние на погрешности базирования каждого фактора в отдельности и найдем суммарную погрешность для каждого размера.

Используемые термины

При базировании призматических заготовок для задания совмещенных технологический баз используются базовые плоские поверхности, взаимно связанные с обрабатываемыми поверхностями выполняемыми размерами. Прилегающие к ним плоскости называются **отсчетными базами** для выполняемых размеров.

Используемые технологические базы подразделяют по характеру совмещения на **действительно** и **условно** совмещенные, а по степени совмещения — на **полностью** и **частично** совмещенные.

Совмещение баз считается **действительным**, если в качестве технологических баз используются отсчетные базы для выполняемых размеров. В тех случаях, когда базами являются реальные плоские поверхности заготовки, совмещение баз считается **условным**.

Условное совмещение баз приводит к погрешности базирования, вызванной погрешностями форм реальных поверхностей заготовки.

Если технологической базой является плоская поверхность, например, при задании **установочной базы**, то ее считают **полностью совмещенной**. В тех случаях, когда базами являются прямые линии, т. е. направляющие базы, или точка (опорная база) на плоской поверхности, их рассматривают как **частично совмещенные**.

Использование таких баз будет вызывать погрешности базирования, возникающие из-за погрешностей взаимного расположения базовых поверхностей заготовки.

Средняя секущая плоскость — плоскость, проведенная перпендикулярно к отсчетной базе для выполнения размера, она делит высоту (или ширину) нормируемого участка пополам и используется при определении минимальной погрешности базирования.

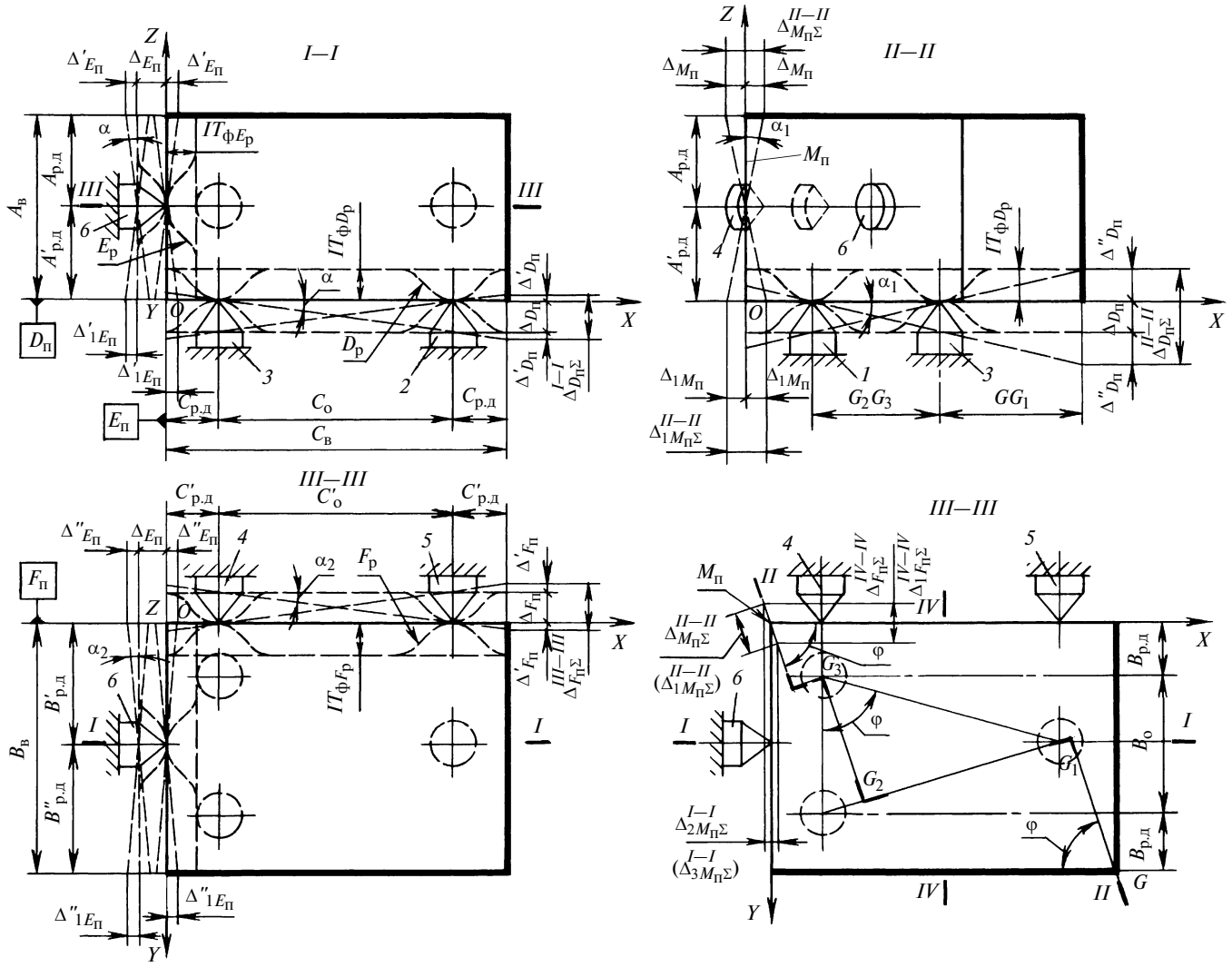


Рис. 1. Первый вариант схемы базирования заготовки для расчета погрешностей базирования, возникающих из-за погрешностей формы базовых поверхностей

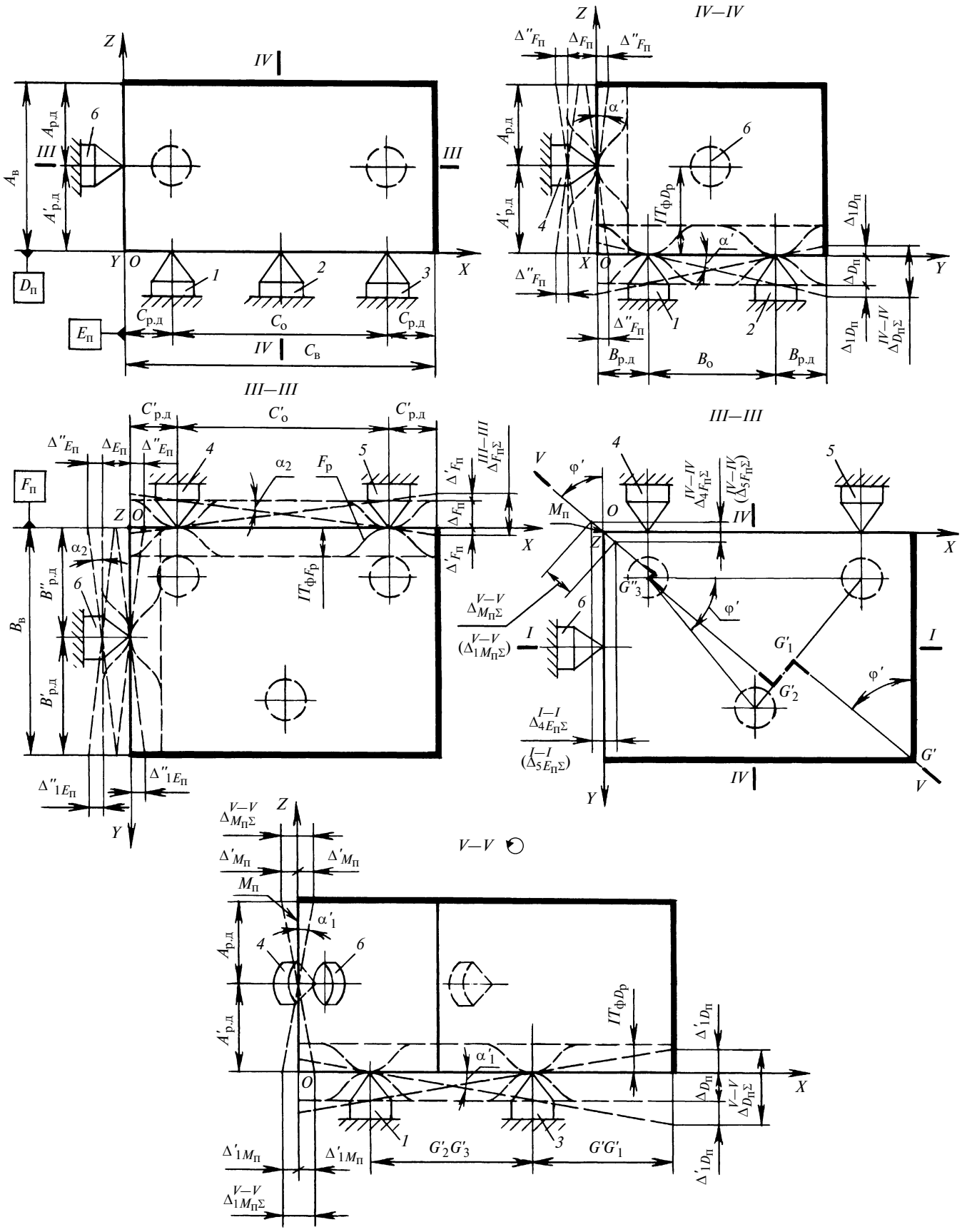


Рис. 2. Второй вариант схемы базирования заготовки для расчета погрешностей базирования, возникающих из-за погрешностей формы базовых поверхностей

Влияние погрешностей формы базовых поверхностей на точность базирования заготовки

При анализе погрешностей базирования выполняемых размеров будем использовать две схемы базирования заготовки (рис. 1 и 2), отличающиеся схемами расположения опор *1*, *2*, *3* на установочной технологической базе. Для каждой схемы рассчитаем погрешности базирования для выполняемых размеров $A_в$, $B_в$ и $C_в$: соответственно $\varepsilon_{бA_в}^{ф.п}$, $\varepsilon_{бB_в}^{ф.п}$ и $\varepsilon_{бC_в}^{ф.п}$.

При всех схемах расположения указанных опор возможны три случая их контакта с реальной поверхностью $D_р$:

1) все опоры контактируют с максимальными выступами макронеровностей. В этом случае можно принять, что погрешность формы поверхности $D_р$ не влияет на точность выполнения размеров $A_в$, $B_в$ и $C_в$;

2) все опоры контактируют с максимальными впадинами макронеровностей. Тогда имеет место максимальное линейное отклонение (проседание) отсчетной базы $D_п$ относительно плоскости *XOY*, равное допуску формы $IT_{ф D_р}$ реальной поверхности $D_р$.

3) две опоры контактируют с максимальными выступами, а третья опора — с максимальной впадиной макронеровностей или, соответственно, наоборот.

Тогда возникает угловое отклонение (поворот) отсчетной базы $D_п$ относительно плоскости *XOY*. Предельное поле рассеяния этих отклонений может превышать допуск $IT_{ф D_р}$.

При базировании призматических заготовок наиболее вероятен третий случай контакта опор *1*, *2*, *3* с поверхностью $D_р$. Поэтому его и будем рассматривать при анализе вероятных погрешностей базирования. При этом погрешностями взаимного расположения базовых поверхностей будем пренебрегать.

Для упрощения расчетов будем рассматривать базирование заготовки на специальных опорах с конической опорной поверхностью, позволяющих получать максимальную расчетную погрешность базирования. В случае использования стандартизованных опор с другими формами рабочих поверхностей следует ввести в полученные расчетные зависимости поправочный коэффициент *K*.

Руководствуясь данными, приведенными в работах по изучению влияния погрешностей формы плоских поверхностей заготовок и форм рабочих поверхностей опор на погрешности базирования [3], примем поправочные коэффициенты для сферических опор — $K_{с.д} = 0{,}7$; для плоских опор — $K_{п.о} = 0{,}5$; для опорных пластин — $K_{о.п} = 0{,}3$.

Расчет погрешностей базирования при использовании первой схемы расположения опор (см. рис. 1)

Отсчетной базой для размера $A_в$ является плоскость $D_п$, прилегающая к реальной плоской поверхности $D_р$. Последняя используется для задания условно совмещенной установочной технологической базы. Нормируемым участком базы $D_п$ в данном случае является поверхность с размерами $B_в \times C_в$.

Предельное поле рассеяния отклонений базы $D_п$ относительно плоскости *XOY*, рассчитанное в направлении размера $A_в$, и будет представлять собой погрешность базирования $\varepsilon_{бA_в}^{ф.п}$ для этого размера. При этом следует рассмотреть возможные предельные поля рассеяния отклонений этой базы в секущих плоскостях *I—I* и *II—II* и принять наибольшее из них за ожидаемую погрешность базирования.

Предельное поле рассеяния отклонений, возникающее в секущей плоскости *I—I*:

$$\Delta_{D_п\Sigma}^{I-I} = \Delta_{D_п} + 2\Delta'_{D_п},$$

где $\Delta_{D_п} = IT_{ф D_р}$ — проседание базы $D_п$ относительно плоскости *XOY*; $\Delta'_{D_п}$ — угловое отклонение базы $D_п$, относительно плоскости *XOY*, возникающее в секущей плоскости *I—I* на расчетной длине $C_{р.д}$ (здесь и в дальнейшем угловые отклонения плоскостей выражаются в линейных единицах измерения).

Тогда из схемы базирования заготовки (см. рис. 1)

$$\Delta'_{D_п} = C_{р.д}\,\mathrm{tg}\alpha = \frac{C_{р.д}}{C_о}\,IT_{ф D_р},$$

где α — угол наклона отсчетной базы $D_п$ относительно плоскости *XOY*; $C_о$ — расстояние между центрами опор, измеренное в секущей плоскости *I—I*.

После преобразований получим:

$$\Delta_{D_п\Sigma}^{I-I} = \left(1 + \frac{2C_{р.д}}{C_о}\right) IT_{ф D_р}. \qquad (1)$$

Наибольшее предельное поле рассеяния отклонений $\Delta_{D_п\Sigma}^{II-II}$, возникающее в секущей плоскости *II—II*, можно представить в виде:

$$\Delta_{D_п\Sigma}^{II-II} = \Delta_{D_п} + 2\Delta''_{D_п},$$

где $\Delta''_{D_п}$ — угловое отклонение базы $D_п$ относительно плоскости *XOY* в секущей плоскости *II—II* на наибольшей расчетной длине GG_1.

Решив геометрическую задачу, получим:

$$\Delta''_{D_п} = GG_1\,\mathrm{tg}\alpha_1 = \frac{GG_1}{G_2G_3}\,IT_{ф D_р} =$$

$$= \left(\frac{1}{2} + \frac{B_{р.д}}{B_о} + \frac{C_{р.д}}{C_о}\right) IT_{ф D_р},$$

где $B_{р.д}$ — расчетная длина; $B_о$ — расстояние между центрами опор; α_1 — угол наклона базы $D_п$ относительно плоскости *XOY* в секущей плоскости *II—II*; G_2G_3 — рас-

стояние между центрами опор, измеренное в секущей плоскости *II—II*.

С учетом найденного значения $\Delta''_{D_п}$ после преобразований получим:

$$\Delta^{II-II}_{D_{п\Sigma}} = \left(2 + \frac{2B_{р.д}}{B_о} + \frac{C_{р.д}}{C_о}\right) IT_{ф D_р}. \qquad (2)$$

Анализ полученных зависимостей (1) и (2) показал, что наибольшее предельное поле рассеяния отклонений базы $D_п$ будет в секущей плоскости *II—II*.

Тогда с учетом поправочного коэффициента K получим формулу для определения погрешности базирования:

$$\varepsilon^{ф.п}_{бA_в} = K\left(2 + \frac{2B_{р.д}}{B_о} + \frac{C_{р.д}}{C_о}\right) IT_{ф D_р}. \qquad (3)$$

Отсчетной базой для выполняемого размера $B_в$ является плоскость $F_п$, прилегающая к реальной плоской поверхности $F_р$, которая используется для задания условно совмещенной направляющей технологической базы. Нормируемым участком базы $F_п$ в данном случае является поверхность с размерами $A_в \times C_в$.

В рассматриваемом случае могут возникнуть угловые отклонения базы $F_п$ относительно плоскости *XOZ* в секущих плоскостях *III—III* и *IV—IV* (появление последних связано с угловыми отключениями базы $D_п$ относительно плоскости *XOY* в секущей плоскости *II—II*).

Предельное поле рассеяния отклонений, рассчитываемое в секущей плоскости *III—III*, можно представить как

$$\Delta^{III-III}_{F_{п\Sigma}} = \Delta_{F_п} + 2\Delta'_{F_п},$$

где $\Delta_{F_п} = IT_{ф D_р}$ — проседание базы $F_п$ относительно плоскости *XOZ*; $\Delta'_{F_п}$ — угловое отклонение базы $F_п$ относительно плоскости *XOZ* в секущей плоскости *III—III* на расчетной длине $C'_{р.б}$.

Из схемы базирования получим:

$$\Delta'_{F_п} = C'_{р.д}\,\mathrm{tg}\alpha_2 = \frac{C'_{р.д}}{C_о} IT_{ф D_р},$$

где $C'_{р.д}$ — расстояние между центрами опор 4, 5, измеренное в секущей плоскости *III—III*; α_2 — угол наклона базы $F_п$ относительно плоскости *XOZ* в секущей плоскости *III—III*.

Тогда после преобразований можно записать:

$$\Delta^{III-III}_{F_{п\Sigma}} = \left(1 + \frac{2C'_{р.д}}{C_о}\right) IT_{ф D_р}. \qquad (4)$$

Из-за отклонения базы $D_п$ в секущей плоскости *II—II* будут возникать отклонения базы $F_п$ в секущей плоскости *IV—IV*, совпадающей с направлением размера $B_в$.

Согласно схеме предельные поля рассеяния отклонений и в секущей плоскости *IV—IV* имеют вид:

$$\Delta^{IV-IV}_{F_{п\Sigma}} = \Delta^{II-II}_{M_{п\Sigma}} \sin\varphi;$$

$$\Delta^{IV-IV}_{1F_{п\Sigma}} = \Delta^{II-II}_{1M_{п\Sigma}} \sin\varphi \text{ (на рис. 1 задано в скобках)},$$

где $\Delta^{II-II}_{M_{п\Sigma}}$ и $\Delta^{II-II}_{1M_{п\Sigma}}$ — предельные поля рассеяния отклонений кромки $M_п$, образованной пересечением плоскостей $F_п$ и $E_п$, относительно оси *OZ* в секущей плоскости *II—II* на расчетных длинах $A_{р.д}$ и $A'_{р.д}$; φ — угол между плоскостями *II—II* и *XOZ*.

В свою очередь, имеем:

$$\Delta^{II-II}_{M_{п\Sigma}} = 2\Delta_{M_п} = 2A_{р.д}\,\mathrm{tg}\alpha_1 = \frac{2A_{р.д}}{G_2G_3} IT_{ф D_р} = \frac{2A_{р.д}}{B_о \sin\varphi} IT_{ф D_р}; \qquad (5)$$

$$\Delta^{II-II}_{1M_{п\Sigma}} = 2\Delta_{1M_п} = 2A'_{р.д}\,\mathrm{tg}\alpha_1 = \frac{2A'_{р.д}}{G_2G_3} IT_{ф D_р} = \frac{2A'_{р.д}}{B_о \sin\varphi} IT_{ф D_р}, \qquad (6)$$

где α_1 — угол наклона кромки $M_п$ относительно оси *OZ*, найденный в секущей плоскости *II—II* (равен углу наклона плоскости $D_п$ относительно плоскости *XOY* в этой же секущей плоскости).

С учетом зависимостей (5) и (6) после соответствующих преобразований можно записать:

$$\Delta^{IV-IV}_{F_{п\Sigma}} = \frac{2A_{р.д}}{B_о} IT_{ф D_р}, \qquad (7)$$

$$\Delta^{IV-IV}_{1F_{п\Sigma}} = \frac{2A'_{р.д}}{B_о} IT_{ф D_р}. \qquad (8)$$

Так как найденные отклонения отсчетной базы $F_п$ могут возникать одновременно и суммироваться в направлении размера $B_в$, то с учетом выражений (4), (7) и (8) запишем:

$$\Delta^{ф.п}_{F_{п\Sigma}} = \Delta^{III-III}_{F_{п\Sigma}} + \Delta^{IV-IV}_{F_{п\Sigma}} = \left(1 + \frac{2C'_{р.д}}{C'_о}\right) IT_{ф F_р} + \frac{2A_{р.д}}{B_о} IT_{ф D_р},$$

$$\Delta^{ф.п}_{1F_{п\Sigma}} = \Delta^{III-III}_{F_{п\Sigma}} + \Delta^{IV-IV}_{1F_{п\Sigma}} = \left(1 + \frac{2C'_{р.д}}{C'_о}\right) IT_{ф F_р} + \frac{2A'_{р.д}}{B_о} IT_{ф D_р}.$$

На величину указанных выше полей рассеяния оказывает существенное влияние место расположения опор *4*, *5* на поверхности $F_р$, определяемое размерами $A_{р.д}$ и $A'_{р.д}$. Изменяя соотношение этих размеров, можно

управлять величинами полей рассеяния $\Delta^{ф.п}_{F_{п\Sigma}}$ и $\Delta^{ф.п}_{1F_{п\Sigma}}$. Так, например, при $A_{р.д} > A'_{р.д}$ наибольшим будет поле рассеяния $\Delta^{ф.п}_{F_{п\Sigma}}$, а при $A'_{р.д} > A_{р.д}$ — поле рассеяния $\Delta^{ф.п}_{1F_{п\Sigma}}$.

Тогда с учетом поправочного коэффициента K зависимость для определения погрешности базирования будет:

а) при $A_{р.д} > A'_{р.д}$

$$\varepsilon^{ф.п}_{бB_в} = K\left[\left(1 + \frac{2C'_{р.д}}{C'_о}\right) IT_{фF_р} + \frac{2A_{р.д}}{B_о} IT_{фD_р}\right], \quad (9)$$

б) при $A'_{р.д} > A_{р.д}$

$$\varepsilon^{ф.п}_{бB_в} = K\left[\left(1 + \frac{2C'_{р.д}}{C'_о}\right) IT_{фF_р} + \frac{2A'_{р.д}}{B_о} IT_{фD_р}\right]. \quad (10)$$

При $A_{р.д} = A'_{р.д} = \frac{1}{2}A_в$ (центры опор *4* и *5* расположены в средней секущей плоскости к базе $F_п$) получим минимальную погрешность базирования:

$$\varepsilon^{ф.п}_{бB_в\min} = K\left[\left(1 + \frac{2C'_{р.д}}{C'_о}\right) IT_{фF_р} + \frac{A_в}{B_о} IT_{фD_р}\right]. \quad (11)$$

В свою очередь, при $A_{р.д} = A_в$ (опоры *4* и *5* расположены на уровне плоскости $D_р$) или $A'_{р.д} = A_в$ (опоры *4* и *5* расположены на уровне обрабатываемой поверхности) будет максимальная погрешность базирования:

$$\varepsilon^{ф.п}_{бB_в\max} = K\left[\left(1 + \frac{2C'_{р.д}}{C'_о}\right) IT_{фF_р} + \frac{2A_в}{B_о} IT_{фD_р}\right]. \quad (12)$$

Отсчетной базой для размера $C_в$ является плоскость $E_п$, прилегающая к реальной поверхности $E_р$, на которой задается опорная база. Нормируемым участком базы $E_п$ в данном случае является расположенная на ней поверхность с размерами $A_в \times B_в$.

В этом случае будет иметь место проседание $\Delta_{E_п}$ поверхности $E_п$ относительно плоскости *YOZ*, равное допуску формы $IT_{фE_р}$ поверхности $E_р$, и поворот относительно этой же плоскости вследствие угловых отклонений базы $D_п$ относительно плоскости *XOY* в секущих плоскостях *I—I* и *II—II* и базы $F_п$ относительно плоскости *XOZ* в секущей плоскости *III—III*.

Предельные поля рассеяния угловых отклонений базы $E_п$ относительно плоскости *YOZ*, найденные в секущей плоскости *I—I*, будут иметь вид:

$$\Delta^{I-I}_{E_{п\Sigma}} = 2\Delta'_{E_п} = 2A_{р.д}\,\mathrm{tg}\alpha = \frac{2A_{р.д}}{C_о} IT_{фD_р}; \quad (13)$$

$$\Delta^{I-I}_{1E_{п\Sigma}} = 2\Delta'_{1E_п} = 2A'_{р.д}\,\mathrm{tg}\alpha = \frac{2A'_{р.д}}{C_о} IT_{фD_р}, \quad (14)$$

где α — угол наклона базы $E_п$ относительно плоскости *YOZ* в секущей плоскости *I—I* (равен углу наклона базы $D_п$ относительно плоскости *XOY* в этой же секущей плоскости).

В свою очередь, предельные поля рассеяния угловых отклонений базы $E_п$, определяемые в секущей плоскости *III—III* на расчетных длинах $B'_{р.д}$ и $B''_{р.д}$, будут иметь вид:

$$\Delta^{III-III}_{E_{п\Sigma}} = 2\Delta''_{E_п} = 2B'_{р.д}\,\mathrm{tg}\alpha_2 = \frac{2B'_{р.д}}{C'_о} IT_{фF_р}, \quad (15)$$

$$\Delta^{III-III}_{1E_{п\Sigma}} = 2\Delta''_{1E_п} = 2B''_{р.д}\,\mathrm{tg}\alpha_2 = \frac{2B''_{р.д}}{C'_о} IT_{фF_р}, \quad (16)$$

где α_2 — угол наклона базы $E_п$ относительно плоскости *YOZ* в секущей плоскости *III—III* (равен углу наклона базы $F_п$ относительно плоскости *XOZ* в этой же секущей плоскости).

Кроме указанных выше отклонений возможны угловые отклонения базы $E_п$ в секущей плоскости *I—I* из-за угловых отклонений базы $D_п$ в секущей плоскости *II—II*.

С учетом формул (5) и (6) предельные поля рассеяния угловых отклонений будут иметь вид:

$$\Delta^{I-I}_{2E_{п\Sigma}} = \Delta^{II-II}_{M_{п\Sigma}}\cos\varphi = \frac{2A_{р.д}}{B_о}\,\mathrm{ctg}\varphi\, IT_{фD_р} = \frac{A_{р.д}}{C_о} IT_{фD_р}; \quad (17)$$

$$\Delta^{I-I}_{3E_{п\Sigma}} = \Delta^{II-II}_{1M_{п\Sigma}}\cos\varphi = \frac{2A'_{р.д}}{B_о}\,\mathrm{ctg}\varphi\, IT_{фD_р} = \frac{A'_{р.д}}{C_о} IT_{фD_р}$$

(на рис. 1 задано в скобках). (18)

Анализ зависимостей (13), (14), (17) и (18) показал, что наибольшие значения имеют поля рассеяния, рассчитываемые по формулам (13) и (14). Их и будем использовать в дальнейших расчетах.

Проседание $\Delta_{E_п}$ базы $E_п$ и получаемые по формулам (13)÷(16) предельные поля рассеяния угловых отклонений могут возникать одновременно и суммироваться в направлении размера $C_в$. Тогда с учетом возможных сочетаний расчетных длин $A_{р.д}$, $A'_{р.д}$ с $B'_{р.д}$, $B''_{р.д}$ можно определить суммарные предельные поля рассеяния отклонений базы $E_п$ относительно плоскости *YOZ*:

а) для $A_{р.д}$, $B'_{р.д}$:

$$\Delta^{ф.п}_{E_{п\Sigma}} = \Delta_{E_п} + \Delta^{I-I}_{E_{п\Sigma}} + \Delta^{III-III}_{E_{п\Sigma}} = IT_{фE_р} + \frac{2A_{р.д}}{C_о} IT_{фD_р} + \frac{2B'_{р.д}}{C'_о} IT_{фF_р}; \quad (19)$$

б) для $A_{р.д}$, $B''_{р.д}$:

$$\Delta^{ф.п}_{E_{п\Sigma}} = \Delta_{E_п} + \Delta^{I-I}_{E_{п\Sigma}} + \Delta^{III-III}_{1E_{п\Sigma}} = IT_{фE_р} + \frac{2A_{р.д}}{C_о} IT_{фD_р} + \frac{2B''_{р.д}}{C'_о} IT_{фF_р}; \quad (20)$$

в) для $A'_{\text{р.д}}$, $B'_{\text{р.д}}$:

$$\Delta^{\text{ф.п}}_{E_{\text{п}\Sigma}} = \Delta_{E_{\text{п}}} + \Delta^{I-I}_{1E_{\text{п}\Sigma}} + \Delta^{III-III}_{E_{\text{п}\Sigma}} =$$

$$= IT_{\text{ф}E_{\text{р}}} + \frac{2A'_{\text{р.д}}}{C_{\text{о}}} IT_{\text{ф}D_{\text{р}}} + \frac{2B'_{\text{р.д}}}{C'_{\text{о}}} IT_{\text{ф}F_{\text{р}}}; \quad (21)$$

г) для $A'_{\text{р.д}}$, $B''_{\text{р.д}}$:

$$\Delta^{\text{ф.п}}_{E_{\text{п}\Sigma}} = \Delta_{E_{\text{п}}} + \Delta^{I-I}_{1E_{\text{п}\Sigma}} + \Delta^{III-III}_{1E_{\text{п}\Sigma}} =$$

$$= IT_{\text{ф}E_{\text{р}}} + \frac{2A'_{\text{р.д}}}{C_{\text{о}}} IT_{\text{ф}D_{\text{р}}} + \frac{2B''_{\text{р.д}}}{C'_{\text{о}}} IT_{\text{ф}F_{\text{р}}}. \quad (22)$$

В зависимости от сочетаний расчетных длин $A_{\text{р.д}}$, $A'_{\text{р.д}}$ с $B'_{\text{р.д}}$, $B''_{\text{р.д}}$ и соотношений их величин наибольшие значения могут иметь следующие поля рассеяния: при $A_{\text{р.д}} > A'_{\text{р.д}}$ и $B'_{\text{р.д}} > B''_{\text{р.д}}$ — поле рассеяния $\Delta^{\text{ф.п}}_{E_{\text{п}\Sigma}}$; при $A_{\text{р.д}} > A'_{\text{р.д}}$ и $B''_{\text{р.д}} > B'_{\text{р.д}}$ — $\Delta^{\text{ф.п}}_{1E_{\text{п}\Sigma}}$; при $A'_{\text{р.д}} > A_{\text{р.д}}$ и $B'_{\text{р.д}} > B''_{\text{р.д}}$ — $\Delta^{\text{ф.п}}_{2E_{\text{п}\Sigma}}$; при $A'_{\text{р.д}} > A_{\text{р.д}}$ и $B''_{\text{р.д}} > B'_{\text{р.д}}$ — $\Delta^{\text{ф.п}}_{3E_{\text{п}\Sigma}}$.

Тогда с учетом коэффициента K имеем:

а) при $A_{\text{р.д}} > A'_{\text{р.д}}$ и $B'_{\text{р.д}} > B''_{\text{р.д}}$:

$$\varepsilon^{\text{ф.п}}_{\text{б}C_{\text{в}}} = K\Delta^{\text{ф.п}}_{E_{\text{п}\Sigma}} = K\left(IT_{\text{ф}E_{\text{р}}} + \frac{2A_{\text{р.д}}}{C_{\text{о}}} IT_{\text{ф}D_{\text{р}}} + \right.$$

$$\left. + \frac{2B'_{\text{р.д}}}{C'_{\text{о}}} IT_{\text{ф}F_{\text{р}}} \right); \quad (23)$$

б) при $A_{\text{р.д}} > A'_{\text{р.д}}$ и $B''_{\text{р.д}} > B'_{\text{р.д}}$

$$\varepsilon^{\text{ф.п}}_{\text{б}C_{\text{в}}} = K\Delta^{\text{ф.п}}_{1E_{\text{п}\Sigma}} = K\left(IT_{\text{ф}E_{\text{р}}} + \frac{2A_{\text{р.д}}}{C_{\text{о}}} IT_{\text{ф}D_{\text{р}}} + \right.$$

$$\left. + \frac{2B''_{\text{р.д}}}{C'_{\text{о}}} IT_{\text{ф}F_{\text{р}}} \right); \quad (24)$$

в) при $A'_{\text{р.д}} > A_{\text{р.д}}$ и $B'_{\text{р.д}} > B''_{\text{р.д}}$

$$\varepsilon^{\text{ф.п}}_{\text{б}C_{\text{в}}} = K\Delta^{\text{ф.п}}_{2E_{\text{п}\Sigma}} = K\left(IT_{\text{ф}E_{\text{р}}} + \frac{2A'_{\text{р.д}}}{C_{\text{о}}} IT_{\text{ф}D_{\text{р}}} + \right.$$

$$\left. + \frac{2B'_{\text{р.д}}}{C'_{\text{о}}} IT_{\text{ф}F_{\text{р}}} \right); \quad (25)$$

г) при $A'_{\text{р.д}} > A_{\text{р.д}}$ и $B''_{\text{р.д}} > B'_{\text{р.д}}$

$$\varepsilon^{\text{ф.п}}_{\text{б}C_{\text{в}}} = K\Delta^{\text{ф.п}}_{3E_{\text{п}\Sigma}} = K\left(IT_{\text{ф}E_{\text{р}}} + \frac{2A'_{\text{р.д}}}{C_{\text{о}}} IT_{\text{ф}D_{\text{р}}} + \right.$$

$$\left. + \frac{2B''_{\text{р.д}}}{C'_{\text{о}}} IT_{\text{ф}F_{\text{р}}} \right). \quad (26)$$

При $A_{\text{р.д}} = A'_{\text{р.д}} = \frac{1}{2}A_{\text{в}}$ и $B'_{\text{р.д}} = B''_{\text{р.д}} = \frac{1}{2}B_{\text{в}}$ имеем:

$$\varepsilon^{\text{ф.п}}_{\text{б}C_{\text{в}}\min} = K\left(IT_{\text{ф}E_{\text{р}}} + \frac{A_{\text{в}}}{C_{\text{о}}} IT_{\text{ф}D_{\text{р}}} + \frac{B_{\text{в}}}{C'_{\text{о}}} IT_{\text{ф}F_{\text{р}}} \right). \quad (27)$$

Принимая входящие в формулы (23)÷(27) расчетные длины $A_{\text{р.д}}$, $A'_{\text{р.д}}$, $B'_{\text{р.д}}$, $B''_{\text{р.д}}$ равными соответственно выполняемым размерам $A_{\text{в}}$ и $B_{\text{в}}$, имеем:

$$\varepsilon^{\text{ф.п}}_{\text{б}C_{\text{в}}\max} = K\left(IT_{\text{ф}E_{\text{р}}} + \frac{2A_{\text{в}}}{C_{\text{о}}} IT_{\text{ф}D_{\text{р}}} + \frac{2B_{\text{в}}}{C'_{\text{о}}} IT_{\text{ф}F_{\text{р}}} \right). \quad (28)$$

Расчет погрешностей базирования при использовании второй схемы расположения опор *1*, *2*, *3* (см. рис. 2)

Для схемы базирования, приведенной на рис. 2, при анализе погрешностей базирования $\varepsilon^{\text{ф.п}}_{\text{б}A_{\text{в}}}$ следует рассмотреть возможные предельные поля рассеяния отклонений базы $D_{\text{п}}$ относительно плоскости XOY в секущих плоскостях $IV—IV$ и $V—V$ и наибольшее значение принять за ожидаемую погрешность базирования.

Предельное поле рассеяния отклонений, определяемое в секущей плоскости $IV—IV$, будет иметь вид:

$$\Delta^{IV-IV}_{D_{\text{п}\Sigma}} = \Delta_{D_{\text{п}}} + 2\Delta_{1D_{\text{п}}},$$

где $\Delta_{1D_{\text{п}}}$ — угловое отклонение базы $D_{\text{п}}$ относительно плоскости XOY в секущей плоскости $IV—IV$ на расчетной длине $B_{\text{р.д}}$.

Решив геометрическую задачу, получим:

$$\Delta_{1D_{\text{п}}} = B_{\text{р.д}}\operatorname{tg}\alpha' = \frac{B_{\text{р.д}}}{B_{\text{о}}} IT_{\text{ф}D_{\text{р}}},$$

где α' — угол наклона базы $D_{\text{п}}$ относительно плоскости XOY в секущей плоскости $IV—IV$.

После преобразований имеем:

$$\Delta^{III-III}_{D_{\text{п}\Sigma}} = \left(1 + \frac{2B_{\text{р.д}}}{B_{\text{о}}}\right) IT_{\text{ф}D_{\text{р}}}. \quad (29)$$

Наибольшее значение предельного поля рассеяния отклонений, рассчитываемого в секущей плоскости $V—V$, можно записать в виде:

$$\Delta^{V-V}_{D_{\text{п}\Sigma}} = \Delta_{D_{\text{п}}} + 2\Delta'_{1D_{\text{п}}},$$

где $\Delta'_{1D_{\text{п}}}$ — угловое отклонение базы $D_{\text{п}}$ относительно плоскости XOY в секущей плоскости $V—V$ на наибольшей расчетной длине $G'G'_1$.

Решая геометрическую задачу, получим:

$$\Delta'_{D_{\text{п}}} = G'G'_1\operatorname{tg}\alpha'_1 = \frac{G'G'_1}{G'_2G'_3} IT_{\text{ф}D_{\text{р}}} =$$

$$= \left(1 + \frac{C_{\text{р.д}}}{C_{\text{о}}} + \frac{B_{\text{р.д}}}{2B_{\text{о}}}\right) IT_{\text{ф}D_{\text{р}}},$$

где α'_1 — угол наклона базы $D_{\text{п}}$ относительно плоскости XOY в секущей плоскости $V—V$; $G'_2G'_3$ — расстояние

между центрами опор, измеренное в секущей плоскости $V—V$.

После преобразований имеем:

$$\Delta_{D_{\text{п}\Sigma}}^{V-V} = \left(2 + \frac{2C_{\text{р.д}}}{C_{\text{о}}} + \frac{B_{\text{р.д}}}{B_{\text{о}}}\right) IT_{\text{ф}D_{\text{р}}}. \quad (30)$$

Анализ зависимостей (29) и (30) показал, что наибольшее значение предельное поле рассеяния отклонений базы $D_{\text{п}}$ будет иметь в секущей плоскости $V—V$.

Тогда с учетом поправочного коэффициента K:

$$\varepsilon_{\text{б}A_{\text{в}}}^{\text{ф.п}} = K\left(2 + \frac{2C_{\text{р.д}}}{C_{\text{о}}} + \frac{B_{\text{р.д}}}{B_{\text{о}}}\right) IT_{\text{ф}D_{\text{р}}}. \quad (31)$$

При определении погрешности базирования $\varepsilon_{\text{б}B_{\text{в}}}^{\text{ф.п}}$ будем анализировать предельное поле рассеяния отклонений базы $F_{\text{п}}$ относительно плоскости XOZ в секущих плоскостях $III—III$ и $IV—IV$.

Суммарное предельное поле рассеяния отклонений $\Delta_{F_{\text{п}\Sigma}}^{III-III}$ можно определить по формуле (4).

Предельные поля рассеяния угловых отклонений и отклонений, возникающих из-за угловых отклонений базы $D_{\text{п}}$ относительно плоскости XOY в секущей плоскости $IV—IV$, находятся по формулам:

$$\Delta_{2F_{\text{п}\Sigma}}^{IV-IV} = 2\Delta''_{F_{\text{п}}};$$

$$\Delta_{3F_{\text{п}\Sigma}}^{IV-IV} = 2\Delta''_{1F_{\text{п}}},$$

где $\Delta''_{F_{\text{п}}}$ и $\Delta''_{1F_{\text{п}}}$ — угловые отклонения базы $F_{\text{п}}$ относительно плоскости XOZ в секущей плоскости $IV—IV$ на расчетных длинах $A_{\text{р.д}}$ и $A'_{\text{р.д}}$.

Из рис. 2 получим:

$$\Delta''_{F_{\text{п}}} = A_{\text{р.д}}\,\text{tg}\alpha' = \frac{A_{\text{р.д}}}{B_{\text{о}}} IT_{\text{ф}D_{\text{р}}};$$

$$\Delta''_{1F_{\text{п}}} = A'_{\text{р.д}}\,\text{tg}\alpha' = \frac{A'_{\text{р.д}}}{B_{\text{о}}} IT_{\text{ф}D_{\text{р}}},$$

где α' — угол наклона базы $F_{\text{п}}$ относительно плоскости XOZ в секущей плоскости $IV—IV$ (равен углу наклона базы $D_{\text{п}}$ относительно плоскости XOY в этой же секущей плоскости).

С учетом найденных значений $\Delta''_{F_{\text{п}}}$ и $\Delta''_{1F_{\text{п}}}$ после преобразований запишем:

$$\Delta_{2F_{\text{п}\Sigma}}^{IV-IV} = \frac{2A_{\text{р.д}}}{B_{\text{о}}} IT_{\text{ф}D_{\text{р}}}, \quad (32)$$

$$\Delta_{3F_{\text{п}\Sigma}}^{IV-IV} = \frac{2A'_{\text{р.д}}}{B_{\text{о}}} IT_{\text{ф}D_{\text{р}}}. \quad (33)$$

Возможные предельные поля рассеяния отклонений, возникающих в секущей плоскости $IV—IV$ из-за угловых отклонений базы $D_{\text{п}}$ относительно плоскости XOY в секущей плоскости $V—V$, находятся по формулам:

$$\Delta_{4F_{\text{п}\Sigma}}^{IV-IV} = \Delta_{M_{\text{п}\Sigma}}^{V-V}\cos\varphi'; \quad (34)$$

$$\Delta_{5F_{\text{п}\Sigma}}^{IV-IV} = \Delta_{1M_{\text{п}\Sigma}}^{V-V}\cos\varphi' \text{ (на рис. 2 задано в скобках)}, \quad (35)$$

где $\Delta_{M_{\text{п}\Sigma}}^{V-V}$ и $\Delta_{1M_{\text{п}\Sigma}}^{V-V}$ — предельные поля рассеяния отклонений кромки $M_{\text{п}}$ относительно оси OZ в секущей плоскости $V—V$ на расчетных длинах $A_{\text{р.д}}$ и $A'_{\text{р.д}}$; φ' — угол между секущей плоскостью $V—V$ и плоскостью YOZ.

Решая геометрическую задачу, получим:

$$\Delta_{M_{\text{п}\Sigma}}^{V-V} = 2\Delta'_{M_{\text{п}}} = A_{\text{р.д}}\,\text{tg}\alpha'_1 = \frac{2A_{\text{р.д}}}{G'_2 G'_3} IT_{\text{ф}D_{\text{р}}} =$$

$$= \frac{2A_{\text{р.д}}}{C_{\text{о}}\sin\varphi'} IT_{\text{ф}D_{\text{р}}}; \quad (36)$$

$$\Delta_{1M_{\text{п}\Sigma}}^{V-V} = 2\Delta'_{1M_{\text{п}}} = A'_{\text{р.д}}\,\text{tg}\alpha'_1 = \frac{2A'_{\text{р.д}}}{G'_2 G'_3} IT_{\text{ф}D_{\text{р}}} =$$

$$= \frac{2A'_{\text{р.д}}}{C_{\text{о}}\sin\varphi'} IT_{\text{ф}D_{\text{р}}}, \quad (37)$$

где α'_1 — угол наклона кромки $M_{\text{п}}$ относительно оси OZ, найденный в секущей плоскости $V—V$ (равен углу наклона плоскости $D_{\text{п}}$ относительно плоскости XOY в той же секущей плоскости).

Подставив формулы (36) и (37) в выражения (34) и (35), получим:

$$\Delta_{4F_{\text{п}\Sigma}}^{IV-IV} = \frac{2A_{\text{р.д}}}{C_{\text{о}}}\,\text{ctg}\varphi' IT_{\text{ф}D_{\text{р}}} = \frac{A_{\text{р.д}}}{B_{\text{о}}} IT_{\text{ф}D_{\text{р}}}; \quad (38)$$

$$\Delta_{5F_{\text{п}\Sigma}}^{IV-IV} = \frac{2A'_{\text{р.д}}}{C_{\text{о}}}\,\text{ctg}\varphi' IT_{\text{ф}D_{\text{р}}} = \frac{A'_{\text{р.д}}}{B_{\text{о}}} IT_{\text{ф}D_{\text{р}}}. \quad (39)$$

Из выражений (32), (33), (38) и (39) следует, что $\Delta_{2F_{\text{п}\Sigma}}^{IV-IV} > \Delta_{4F_{\text{п}\Sigma}}^{IV-IV}$ и $\Delta_{3F_{\text{п}\Sigma}}^{IV-IV} > \Delta_{5F_{\text{п}\Sigma}}^{IV-IV}$. Поэтому для дальнейших расчетов будут использоваться зависимости (32) и (33). В свою очередь поля рассеяния, полученные по формулам (32) и (33), соответственно равны полям, рассчитанным по формулам (7) и (8). Следовательно, при второй схеме расположения опор *1*, *2*, *3* погрешность базирования $\varepsilon_{\text{б}B_{\text{в}}}^{\text{ф.п}}$ будут образовывать те же поля рассеяния, что и при первой схеме расположения опор. Поэтому искомую погрешность базирования можно определять по ранее полученным формулам (9)÷(12).

При второй схеме расположения опор *1*, *2*, *3* база $E_{\text{п}}$ (см. рис. 2) будет иметь проседание $\Delta_{E_{\text{п}}} = IT_{\text{ф}D_{\text{р}}}$ и угловые отклонения относительно плоскости YOZ в секущих плоскостях $III—III$ и $I—I$ (отклонения в плоскости $I—I$ будут происходить из-за угловых отклонений базы

$D_п$ относительно плоскости XOY в секущей плоскости $V—V$).

Предельные поля рассеяния отклонений $\Delta^{III-III}_{E_п\Sigma}$ и $\Delta^{III-III}_{1E_п\Sigma}$, возникающие в секущей плоскости $III—III$, можно определить по формулам (15) и (16). Предельные поля рассеяния отклонений с учетом формул (36) и (37) имеют вид:

$$\Delta^{I-I}_{4E_п\Sigma} = \Delta^{V-V}_{M_п\Sigma}\sin\varphi' = \frac{2A_{р.д}}{C_о} IT_{ф D_р} = \frac{2A_{р.д}}{C_о} IT_{ф D_р}; \quad (40)$$

$$\Delta^{I-I}_{5E_п\Sigma} = \Delta^{V-V}_{1M_п\Sigma}\sin\varphi' = \frac{2A'_{р.д}}{C_о} IT_{ф D_р} = \frac{2A'_{р.д}}{C_о} IT_{ф D_р}$$

(на рис. 2 задано в скобках). (41)

Анализ зависимостей (13), (14), (40) и (41) показал, что $\Delta^{I-I}_{E_п\Sigma} = \Delta^{I-I}_{4E_п\Sigma}$ и $\Delta^{I-I}_{1F_п\Sigma} = \Delta^{I-I}_{5E_п\Sigma}$. Следовательно, и при второй схеме расположения опор для дальнейших расчетов можно использовать поля рассеяния, рассчитываемые по формулам (19)÷(22), а погрешность базирования — по формулам (23)÷(28).

Следовательно, при обеих схемах расположения опор обеспечиваются одинаковые для размеров $B_в$, $C_в$ и несущественно отличающаяся для размера $A_в$ погрешности базирования.

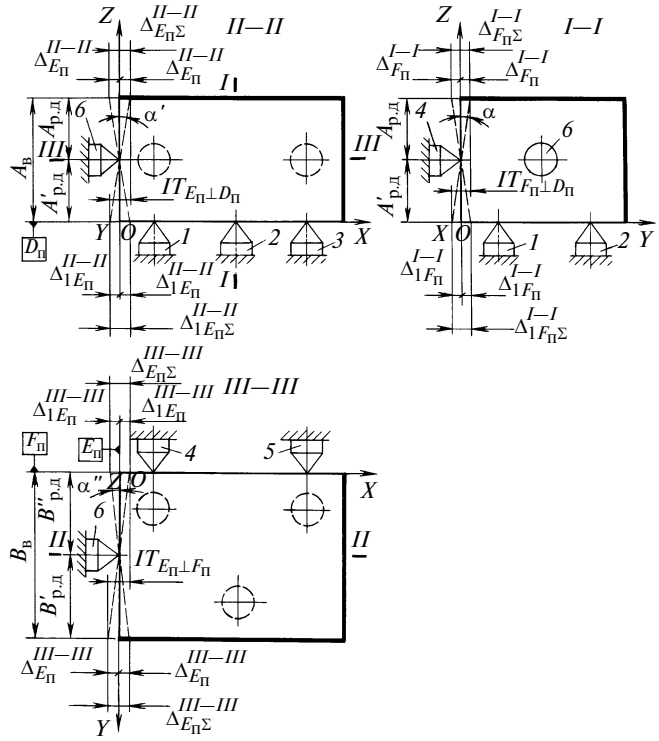


Рис. 3. Схема базирования заготовки для расчета погрешностей базирования, возникающих из-за погрешностей взаимного расположения базовых поверхностей

Влияние погрешностей взаимного расположения базовых поверхностей на точность базирования заготовки

При расчете погрешностей базирования будем использовать схему базирования заготовки, показанную на рис. 3. Погрешностями формы реальных поверхностей будем пренебрегать и считать их прилегающими плоскостями. В этом случае для размера $A_в$ можно принять $\varepsilon^{в.р}_{б A_в} = 0$. Для размера $B_в$ имеет место погрешность базирования $\varepsilon^{в.р}_{б B_в}$ из-за отклонений от перпендикулярности плоскостей $D_п$ и $F_п$.

Предельные поля рассеяния отклонений $\Delta^{I-I}_{F_п\Sigma}$ и $\Delta^{I-I}_{1F_п\Sigma}$ базы $F_п$, возникающих в секущей плоскости $I—I$ на расчетных длинах $A_{р.д}$ и $A'_{р.д}$, находим по формулам:

$$\Delta^{I-I}_{F_п\Sigma} = 2\Delta^{I-I}_{F_п} = 2A_{р.д}\,\mathrm{tg}\alpha = \frac{2A_{р.д}}{A_в} IT_{F_п\perp D_п};$$

$$\Delta^{I-I}_{1F_п\Sigma} = 2\Delta^{I-I}_{1F_п} = 2A'_{р.д}\,\mathrm{tg}\alpha = \frac{2A'_{р.д}}{A_в} IT_{F_п\perp D_п},$$

где α — угол наклона базы $F_п$ относительно плоскости XOZ в секущей плоскости $I—I$; $IT_{F_п\perp D_п}$ — допуск перпендикулярности плоскостей $D_п$ и $F_п$.

При $A_{р.д} > A'_{р.д}$ будет $\Delta^{I-I}_{F_п\Sigma} > \Delta^{I-I}_{1F_п\Sigma}$, при $A'_{р.д} > A_{р.д}$ — $\Delta^{I-I}_{1F_п\Sigma} > \Delta^{I-I}_{F_п\Sigma}$.

Отсюда погрешности базирования будут:

а) при $A_{р.д} > A'_{р.д}$

$$\varepsilon^{в.р}_{б B_в} = \Delta^{I-I}_{F_п\Sigma} = \frac{2A_{р.д}}{A_в} IT_{F_п\perp D_п}; \quad (42)$$

б) при $A'_{р.д} > A_{р.д}$

$$\varepsilon^{в.р}_{б B_в} = \Delta^{I-I}_{1F_п\Sigma} = \frac{2A'_{р.д}}{A_в} IT_{F_п\perp D_п}. \quad (43)$$

При $A_{р.д} = A'_{р.д} = 1/2(A_в)$ имеем:

$$\varepsilon^{в.р}_{б B_в \min} = IT_{F_п\perp D_п}. \quad (44)$$

При $A_{р.д} = A_в$ или $A'_{р.д} = A_в$:

$$\varepsilon^{в.р}_{б B_в \max} = 2IT_{F_п\perp D_п}. \quad (45)$$

Погрешности базирования для размера $C_в$ будут вызывать отклонения от перпендикулярности плоскости $E_п$ к плоскостям $D_п$ и $F_п$.

Предельные поля рассеяния отклонений базы $E_п$ относительно плоскости YOZ в секущей плоскости $II—II$ можно определить по формулам:

$$\Delta_{E_{\text{п}\Sigma}}^{II-II} = 2\Delta_{E_{\text{п}}}^{II-II} = 2A_{\text{р.д}}\,\text{tg}\alpha' = \frac{2A_{\text{р.д}}}{A_{\text{в}}}\,IT_{E_{\text{п}}\perp D_{\text{п}}}; \quad (46)$$

$$\Delta_{1E_{\text{п}\Sigma}}^{II-II} = 2\Delta_{1E_{\text{п}}}^{II-II} = 2A'_{\text{р.д}}\,\text{tg}\alpha' = \frac{2A'_{\text{р.д}}}{A_{\text{в}}}\,IT_{E_{\text{п}}\perp D_{\text{п}}}, \quad (47)$$

где α' — угол наклона базы $E_{\text{п}}$ относительно плоскости YOZ в секущей плоскости $II—II$; $IT_{E_{\text{п}}\perp D_{\text{п}}}$ — допуск перпендикулярности плоскостей $E_{\text{п}}$ и $D_{\text{п}}$.

Аналогично получим поля рассеяния в секущей плоскости $III—III$:

$$\Delta_{E_{\text{п}\Sigma}}^{III-III} = 2\Delta_{E_{\text{п}}}^{III-III} = 2B_{\text{р.д}}\text{tg}\alpha'' = \frac{2B'_{\text{р.д}}}{B_{\text{в}}}\,IT_{E_{\text{п}}\perp F_{\text{п}}}; \quad (48)$$

$$\Delta_{1E_{\text{п}\Sigma}}^{III-III} = 2\Delta_{1E_{\text{п}}}^{III-III} = 2B'_{\text{р.д}}\,\text{tg}\alpha'' = \frac{2B''_{\text{р.д}}}{B_{\text{в}}}\,IT_{E_{\text{п}}\perp F_{\text{п}}}, \quad (49)$$

где α'' — угол наклона базы $E_{\text{п}}$ относительно плоскости YOZ в секущей плоскости $III—III$; $IT_{E_{\text{п}}\perp F_{\text{п}}}$ — допуск перпендикулярности плоскостей $E_{\text{п}}$ и $F_{\text{п}}$.

Получаемые по формулам (46)÷(49) поля рассеяния могут возникать одновременно и суммироваться в направлении размера $C_{\text{в}}$.

Тогда с учетом возможных сочетаний расчетных длин $A_{\text{р.д}}$, $A'_{\text{р.д}}$ и $B'_{\text{р.д}}$, $B''_{\text{р.д}}$ получим следующие формулы для определения суммарных предельных полей рассеяния отклонений базы $E_{\text{п}}$ относительно плоскости YOZ:

а) для $A_{\text{р.д}}$ и $B'_{\text{р.д}}$:

$$\Delta_{E_{\text{п}\Sigma}}^{\text{в.р}} = \Delta_{E_{\text{п}\Sigma}}^{II-II} + \Delta_{E_{\text{п}\Sigma}}^{III-III} = \frac{2A_{\text{р.д}}}{A_{\text{в}}}\,IT_{E_{\text{п}}\perp D_{\text{п}}} + \frac{2B'_{\text{р.д}}}{B_{\text{в}}}\,IT_{E_{\text{п}}\perp F_{\text{п}}};$$

б) для $A_{\text{р.д}}$ и $B''_{\text{р.д}}$:

$$\Delta_{1E_{\text{п}\Sigma}}^{\text{в.р}} = \Delta_{E_{\text{п}\Sigma}}^{II-II} + \Delta_{1E_{\text{п}\Sigma}}^{III-III} = \frac{2A_{\text{р.д}}}{A_{\text{в}}}\,IT_{E_{\text{п}}\perp D_{\text{п}}} + \frac{2B''_{\text{р.д}}}{B_{\text{в}}}\,IT_{E_{\text{п}}\perp F_{\text{п}}};$$

в) для $A'_{\text{р.д}}$ и $B'_{\text{р.д}}$:

$$\Delta_{2E_{\text{п}\Sigma}}^{\text{в.р}} = \Delta_{1E_{\text{п}\Sigma}}^{II-II} + \Delta_{E_{\text{п}\Sigma}}^{III-III} = \frac{2A'_{\text{р.д}}}{A_{\text{в}}}\,IT_{E_{\text{п}}\perp D_{\text{п}}} + \frac{2B'_{\text{р.д}}}{B_{\text{в}}}\,IT_{E_{\text{п}}\perp F_{\text{п}}};$$

г) для $A'_{\text{р.д}}$ и $B''_{\text{р.д}}$:

$$\Delta_{3E_{\text{п}\Sigma}}^{\text{в.р}} = \Delta_{1E_{\text{п}\Sigma}}^{II-II} + \Delta_{1E_{\text{п}\Sigma}}^{III-III} = \frac{2A'_{\text{р.д}}}{A_{\text{в}}}\,IT_{E_{\text{п}}\perp D_{\text{п}}} + \frac{2B''_{\text{р.д}}}{B_{\text{в}}}\,IT_{E_{\text{п}}\perp F_{\text{п}}}.$$

В зависимости от соотношений величин расчетных длин наибольшие значения будут иметь следующие поля рассеяния: при $A_{\text{р.д}} > A'_{\text{р.д}}$ и $B'_{\text{р.д}} > B''_{\text{р.д}}$ — поле рассеяния $\Delta_{E_{\text{п}\Sigma}}^{\text{в.р}}$; при $A_{\text{р.д}} > A'_{\text{р.д}}$ и $B''_{\text{р.д}} > B'_{\text{р.д}}$ — $\Delta_{1E_{\text{п}\Sigma}}^{\text{в.р}}$; при $A'_{\text{р.д}} > A_{\text{р.д}}$ и $B'_{\text{р.д}} > B''_{\text{р.д}}$ — $\Delta_{2E_{\text{п}\Sigma}}^{\text{в.р}}$; при $A'_{\text{р.д}} > A_{\text{р.д}}$ и $B''_{\text{р.д}} > B'_{\text{р.д}}$ — $\Delta_{3E_{\text{п}\Sigma}}^{\text{в.р}}$.

Тогда, принимая наибольшие поля в качестве погрешности базирования, получим:

а) при $A_{\text{р.д}} > A'_{\text{р.д}}$ и $B'_{\text{р.д}} > B''_{\text{р.д}}$

$$\varepsilon_{\text{б}C_{\text{в}}}^{\text{в.р}} = \Delta_{E_{\text{п}\Sigma}}^{\text{в.р}} = \frac{2A_{\text{р.д}}}{A_{\text{в}}}\,IT_{E_{\text{п}}\perp D_{\text{п}}} + \frac{2B'_{\text{р.д}}}{B_{\text{в}}}\,IT_{E_{\text{п}}\perp F_{\text{п}}}; \quad (50)$$

б) при $A_{\text{р.д}} > A'_{\text{р.д}}$ и $B''_{\text{р.д}} > B'_{\text{р.д}}$

$$\varepsilon_{\text{б}C_{\text{в}}}^{\text{в.р}} = \Delta_{1E_{\text{п}\Sigma}}^{\text{в.р}} = \frac{2A_{\text{р.д}}}{A_{\text{в}}}\,IT_{E_{\text{п}}\perp D_{\text{п}}} + \frac{2B''_{\text{р.д}}}{B_{\text{в}}}\,IT_{E_{\text{п}}\perp F_{\text{п}}}; \quad (51)$$

в) при $A'_{\text{р.д}} > A_{\text{р.д}}$ и $B'_{\text{р.д}} > B''_{\text{р.д}}$

$$\varepsilon_{\text{б}C_{\text{в}}}^{\text{в.р}} = \Delta_{2E_{\text{п}\Sigma}}^{\text{в.р}} = \frac{2A'_{\text{р.д}}}{A_{\text{в}}}\,IT_{E_{\text{п}}\perp D_{\text{п}}} + \frac{2B'_{\text{р.д}}}{B_{\text{в}}}\,IT_{E_{\text{п}}\perp F_{\text{п}}}; \quad (52)$$

г) при $A'_{\text{р.д}} > A_{\text{р.д}}$ и $B''_{\text{р.д}} > B'_{\text{р.д}}$

$$\varepsilon_{\text{б}C_{\text{в}}}^{\text{в.р}} = \Delta_{3E_{\text{п}\Sigma}}^{\text{в.р}} = \frac{2A'_{\text{р.д}}}{A_{\text{в}}}\,IT_{E_{\text{п}}\perp D_{\text{п}}} + \frac{2B''_{\text{р.д}}}{B_{\text{в}}}\,IT_{E_{\text{п}}\perp F_{\text{п}}}. \quad (53)$$

При $A_{\text{р.д}} = A'_{\text{р.д}} = \frac{1}{2}A_{\text{в}}$ и $B'_{\text{р.д}} = B''_{\text{р.д}} = \frac{1}{2}B_{\text{в}}$ имеем:

$$\varepsilon_{\text{б}C_{\text{в}}\min}^{\text{в.р}} = IT_{E_{\text{п}}\perp D_{\text{п}}} + IT_{E_{\text{п}}\perp F_{\text{п}}}. \quad (54)$$

При $A_{\text{р.д}} = A_{\text{в}}$ или $A'_{\text{р.д}} = A_{\text{в}}$ и $B'_{\text{р.д}} = B_{\text{в}}$ или $B''_{\text{р.д}} = B_{\text{в}}$ получим:

$$\varepsilon_{\text{б}C_{\text{в}}\max}^{\text{в.р}} = 2(IT_{E_{\text{п}}\perp D_{\text{п}}} + IT_{E_{\text{п}}\perp F_{\text{п}}}). \quad (55)$$

Совместное влияние погрешностей формы и взаимного расположения базовых поверхностей на точность базирования заготовки

Из приведенных выше расчетов следует, что для выполняемого размера $A_{\text{в}}$ возможна только погрешность базирования $\varepsilon_{\text{б}A_{\text{в}}}^{\text{ф.п}}$, которую в зависимости от схемы расположения опор *1*, *2*, *3* можно определить по формуле (3) или (31).

Для выполняемого размера $B_{\text{в}}$ будет возникать суммарная погрешность базирования $\varepsilon_{\text{б}B_{\text{в}}}^{\text{ф.п, в.р}}$. Ее можно определить по формуле

$$\varepsilon_{\text{б}B_{\text{в}}}^{\text{ф.п, в.р}} = \varepsilon_{\text{б}B_{\text{в}}}^{\text{ф.п}} + \varepsilon_{\text{б}B_{\text{в}}}^{\text{в.р}}, \quad (56)$$

где $\varepsilon_{\text{б}B_{\text{в}}}^{\text{ф.п}}$ и $\varepsilon_{\text{б}B_{\text{в}}}^{\text{в.р}}$ определяются соответственно по формулам (9) или (10) и (42) или (43).

Аналогично $\varepsilon_{б B_в \min}^{ф.п,\, в.р}$ и $\varepsilon_{б B_в \max}^{ф.п,\, в.р}$ можно рассчитать по формулам:

$$\varepsilon_{б B_в \min}^{ф.п,\, в.р} = \varepsilon_{б B_в \min}^{ф.п} + \varepsilon_{б B_в \min}^{в.р}; \quad (57)$$

$$\varepsilon_{б B_в \max}^{ф.п,\, в.р} = \varepsilon_{б B_в \max}^{ф.п} + \varepsilon_{б B_в \max}^{в.р}, \quad (58)$$

где $\varepsilon_{б B_в \min}^{ф.п}$ и $\varepsilon_{б B_в \min}^{в.р}$ находятся по формулам (11) и (44), $\varepsilon_{б B_в \max}^{ф.п}$ и $\varepsilon_{б B_в \max}^{в.р}$ соответственно по формулам (12) и (45).

Для выполняемого размера $C_в$ также будет возникать суммарная погрешность базирования

$$\varepsilon_{б C_в}^{ф.п,\, в.р} = \varepsilon_{б C_в}^{ф.п} + \varepsilon_{б C_в}^{в.р}, \quad (59)$$

где $\varepsilon_{б C_в}^{ф.п}$ и $\varepsilon_{б C_в}^{в.р}$ рассчитываются соответственно по формулам (23)÷(26) и (50)÷(53).

В свою очередь $\varepsilon_{б C_в \min}^{ф.п,\, в.р}$ и $\varepsilon_{б C_в \max}^{ф.п,\, в.р}$ можно найти по формулам:

$$\varepsilon_{б C_в \min}^{ф.п,\, в.р} = \varepsilon_{б C_в \min}^{ф.п} + \varepsilon_{б C_в \min}^{в.р}; \quad (60)$$

$$\varepsilon_{б C_в \max}^{ф.п,\, в.р} = \varepsilon_{б C_в \max}^{ф.п} + \varepsilon_{б C_в \max}^{в.р}, \quad (61)$$

где $\varepsilon_{б C_в \min}^{ф.п}$ и $\varepsilon_{б C_в \min}^{в.р}$ определяются по формулам (27) и (54), $\varepsilon_{б C_в \max}^{ф.п}$ и $\varepsilon_{б C_в \max}^{в.р}$ — по формулам (28) и (55).

Анализ зависимостей (56)÷(61) показывает, что суммарные погрешности базирования для размеров $B_в$ и $C_в$ могут быть значительными.

Пример расчета погрешностей базирования

Расчет выполняем с использованием реальной схемы базирования заготовки, приведенной на рис. 4, при следующих исходных данных: $A_в = B_в = C_в = 200h12(-0{,}46)$; $IT_{ф D_р} = IT_{ф F_р} = IT_{ф E_р} = 0{,}6\, IT_{A_в} = 0{,}28$ мм; $IT_{F_п \perp D_п} = IT_{E_п \perp D_п} = IT_{E_п \perp F_п} = 0{,}30$ мм (по ГОСТ 25069—81 для неуказанных допусков перпендикулярности); $A_{р.д} = A'_{р.д} = B'_{р.д} = B''_{р.д} = 100$ мм; $B_{р.д} = C_{р.д} = C'_{р.д} = 20$ мм; $B_о = C_о = C'_о = 160$ мм; $K_{п.о} = 0{,}5$ (для плоских опор).

Воспользовавшись формулами (31), (57) и (60), получим:

$$\varepsilon_{б A_в}^{ф.п} = 0{,}5\left(2 + \frac{2 \cdot 20}{160} + \frac{20}{160}\right) 0{,}28 = 0{,}33 \text{ мм};$$

$$\varepsilon_{б B_в \min}^{ф.п,\, в.р} = 0{,}5\left[\left(1 + \frac{2 \cdot 20}{160}\right) 0{,}28 + \frac{200}{160} 0{,}28\right] + 0{,}30 = 0{,}65 \text{ мм};$$

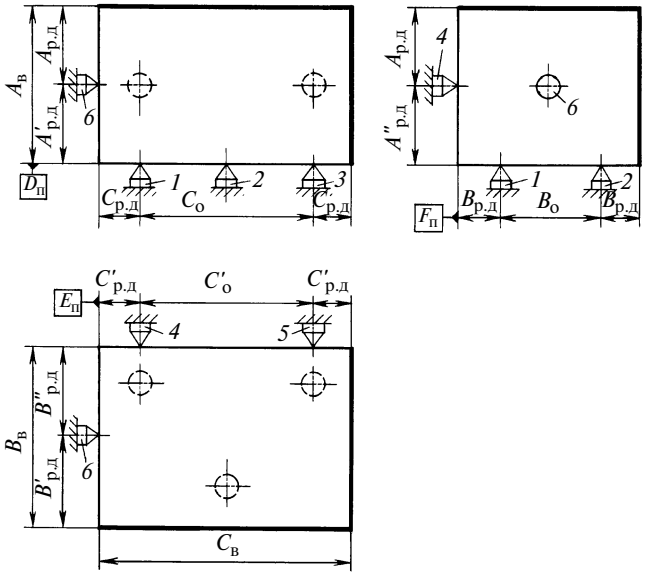


Рис. 4. Схема базирования заготовки для примера расчета погрешностей базирования параметров

$$\varepsilon_{б C_в \min}^{ф.п,\, в.р} = 0{,}5\left(0{,}28 + \frac{200}{160} 0{,}28 + \frac{200}{160} 0{,}28\right) + 0{,}30 + 0{,}30 = 1{,}09 \text{ мм},$$

что составит соответственно 70, 141 и 237 % от допусков на размеры $A_в$, $B_в$ и $C_в$.

Выводы

1. Выполненные расчеты показали, что при базировании призматических заготовок с совмещением баз погрешности формы и взаимного расположения базовых поверхностей могут вызывать значительную погрешность базирования для выполняемых размеров.

2. На величину возникающих погрешностей базирования могут оказывать существенное влияние следующие факторы: а) степень совмещения баз; б) форма опор; в) место расположения опор на базовых поверхностях.

3. Для минимизации погрешности базирования следует руководствоваться следующими правилами: а) стремиться совмещать отсчетную базу для выполняемого размера с установочной технологической базой; б) использовать плоские опоры с развитыми плоскими опорными поверхностями; в) располагать опоры на максимально допустимом удалении друг от друга; г) опоры, реализующие направляющую технологическую базу, размещать на уровне средней секущей плоскости, а опору, обеспечивающую получение опорной базы, — на линии пересечения таких плоскостей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Прилуцкий В. А.** Точность базирования заготовки на опорах-штырях // Станки и инструмент. 1983. № 8. С. 31—33.
2. **Севастьянов В. Я.** Погрешность базирования как функция отклонений размера, формы и расположения поверхности заготовки // Станки и инструмент. 1980. № 12. С. 35.
3. **Станочные** приспособления: Справочник. В 2-х т. / Ред. совет: Б. Н. Вардашкин (пред.) и др. М.: Машиностроение, 1984. Т. 1/Под. ред. Б. Н. Вардашкина, А. А. Шатилова. 1984. 592 с.

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 339.137.24.003:629.13

Х. А. ФАСХИЕВ, д-р техн. наук, А. В. КРАХМАЛЕВА, канд. экон. наук, А. Г. ГАРИФОВ
(Камский ГПИ, г. Набережные Челны)

Оценка качества и конкурентоспособности комплектующих и запасных частей автомобилей

Для хозяйствующих субъектов в области транспорта особое значение имеет поддержание работоспособности подвижного состава (ПС). В структуре себестоимости перевозок затраты на техническое обслуживание и текущий ремонт составляют 12÷15 %. Качество же ремонта существенно зависит от качества применяемых запасных частей.

Высокий спрос обусловил интенсивный рост производства запасных частей и превратил их продажу в высокорентабельный вид бизнеса. На рынке наряду с известными производителями появилось множество новых неизвестных фирм, преимущественно из сферы малого бизнеса.

В настоящее время на всех сегментах рынка наблюдаются превышение предложения над спросом, и сильная конкуренция между продавцами запасных частей. Для преуспевания в конкурентной борьбе отдельные нечестные на руку предприниматели занимаются изготовлением и реализацией низкокачественных "серых" запасных частей, которые не соответствуют требованиям нормативно-технической документации на их изготовление.

Условия изготовления запасных частей у разных производителей сильно различаются, что сказывается, во-первых, на уровне их качества, во-вторых, на цене. Правда, цена несколько нивелируется рыночной конкуренцией. На рынке создалась такая ситуация, когда нет ясного ранжирования запасных частей по цене и качеству. Сплошь и рядом детали, изготовленные из разных материалов, по разным технологиям, имеют одинаковую или близкую цену. А ведь применение разных материалов, технологий и теоретически, и практически не могут обеспечить одинаковый уровень качества изделия.

Для покупателей запасных частей ситуация усложняется отсутствием единой объективной методики выбора запасных частей. Аналогичная ситуация и с комплектующими частями для автомобилей. Комплектующие и запасные части, как и любой другой товар, покупатель выбирает на основе оценки качества и цены товара, т. е. конкурентоспособности. Проблему оценки конкурентоспособности товара можно считать принципиально решенной, если знать цену товара и количественную оценку его качества. Цена комплектующих и запасных частей на рынке формируется по закону спроса — предложения и приводится в прайс-листах продавцов. А вот проблема оценки качества товаров до сих пор не решена, нет даже общепринятого определения категории "качество" [1].

Определение категории "качество", данное Ф. Гегелем, приводится в энциклопедии философских наук: "Качество есть вообще тождественная с бытием непосредственная определенность", т. е. качество представляет собой совокупность свойств изделия, характеризующих и отличающих его от других. Изменение свойств предмета приводит к его преобразованию, переходу в другое состояние. Любое изделие обладает совокупностью свойств, следовательно, качеством. В этом и заключается сущность категории "качество". На практике же под термином "качество" подразумевается способность товара посредством качества удовлетворять потребности покупателя, что правильнее было бы назвать уровнем качества. В статье под качеством будем иметь в виду уровень качества. По нашему мнению, качество — это оцененное потребителем в конкретный момент времени в каком-либо сегменте рынка превосходство товара по технико-экономическим показателям над аналогами за жизненный цикл, достигаемое путем максимального удовлетворения потребностей человеческого общества при минимальном для него и природы ущербе. Это определение включает: кто оценивает качество изделия; время и место оценки; суть качества (превосходство изделия над аналогами); интеграцию технических и экономических показателей в качество, а также в нем указывается, что оценка качества ведется в течение жизненного цикла изделия, что качественное изделие максимально соответствует требованиям потребителей и наносит минимальный ущерб обществу и природе.

Отмеченные аспекты должны быть учтены при оценке уровня качества изделий. Анализ методов оценки качества изделий [2] показал: в настоящее время нет единого числового критерия оценки качества, всесторонне охватывающего все параметры изделия; извест-

ные методы измерения качества не учитывают изменения параметров изделия по мере его старения; нет единого набора показателей изделий, используемых для оценки его качества; часто в качестве элементов интегрального показателя используют отношение показателя оцениваемого изделия к нормативному показателю, а выбор этого норматива остается проблемой; при анализе качества недостаточно учитывается совокупность технических, коммерческих, нормативно-правовых аспектов товара; широко используются субъективные подходы; некоторые методы применимы лишь для уже реализуемых на рынке товаров. Можно сделать вывод: универсальных методов, позволяющих объективно оценить качество товаров на этапах их жизненного цикла, нет.

Для выбора комплектующих и запасных частей прежде всего надо иметь надежный, объективный инструмент оценки их качества. При соблюдении квалиметрических требований, приведенных в табл. 1, объективность оценки качества изделий существенно возрастает.

Алгоритм оценки качества комплектующих и запасных частей состоит из этапов: 1) постановка цели; 2) выбор аналогов оцениваемого изделия; 3) выбор и иерархическая классификация номенклатуры показателей качества, наиболее полно характеризующих изделие с точки зрения потребителя; 4) определение коэффици-

Таблица 1

Квалиметрические требования к методам измерения качества и конкурентоспособности различных объектов

Требование к методу	Экспликация требования
1. Приспособленность	Приспособленность к измерению конкурентоспособности конкретных объектов (в нашем случае это будет конкурентоспособность запасных частей)
2. Законченность	Измеренный параметр не должен нуждаться в дополнительных измерениях и расчетах
3. Уникальность	Определяемый показатель должен соответствовать предъявляемым к нему требованиям и быть при этом уникальным или единственным в своем роде
4. Точность	Измеряемые параметры должны иметь минимальные ошибки и отклонения от фактических, сбои в измерениях нежелательны
5. Квантифицируемость	Количественные показатели для определения интегрального показателя конкурентоспособности объекта должны нести смысловую нагрузку и при этом быть понятными не только расчетчику, но и всем остальным
6. Комплексность	Расчеты должны давать один конечный количественный интегральный показатель, который в дальнейшем будет базой для сравнения объекта с другими объектами либо для оценки эффективности проводимых мероприятий и выявления изменений в состоянии самого объекта в разные моменты времени
7. Возможность оценки без сравнения с другими объектами	Должна быть возможность оценки объекта независимо от других подобных объектов
8. Гибкость	Метод должен позволять оценивать конкурентоспособность объекта в любой момент времени, на любой стадии жизненного цикла и развития объекта
9. Минимальность затрат	Затраты труда и средств на определение необходимых результатов при применении данного метода должны быть минимальными
10. Оперативность	Результаты оценки конкурентоспособности объекта не должны требовать большого количества времени
11. Возможность усовершенствования	Предложенный метод должен иметь возможность внесения изменений, корректировок, позволяющих улучшать методику оценки конкурентноспособности
12. Количественность	Результаты расчетов любых параметров при применении данного метода должны позволять получить их количественную оценку
13. Одинаковость	Применение предложенного метода в отношении разных объектов в разных ситуациях должно быть одинаковым
14. Всеобъемлемость	Результаты использования данного метода должны приводить к улучшениям объектов и, как следствие, положительно сказываться на развитии общества в целом
15. Однозначность	Критерий оценки факторов, используемых для оценки конкурентоспособности объекта, должен быть единственным, т.е. не должно быть двоякого трактования критерия для двух разных объектов исследования
16. Схожесть	Результат оценки конкурентоспособности двух и более одинаковых объектов должен быть одинаковым
17. Повторяемость	Оценка конкурентоспособности одного и того же объекта двумя независимыми экспертами при использовании данной методики должна дать один и тот же результат
18. Всесторонность	Метод должен учитывать все факторы функционирования объекта, которые имеют значение для потребителя услуги и других заинтересованных субъектов рынка
19. Восприимчивость	Изменение параметров оценки конкурентоспособности объекта должно приводить к изменению конечного результата, т. е. интегрального показателя конкурентоспособности объекта
20. Однообразность	Улучшение параметров оценки конкурентоспособности объекта должно приводить к улучшению интегрального показателя конкурентоспособности объекта
21. Минимальность погрешности	Погрешность оценки должна быть минимальной
22. Динамичность	Результаты деятельности объекта должны оцениваться в динамике, т. е. базой для сравнения изменения состояния объекта исследования должны служить прошлые состояния объекта и периоды времени
23. Направленность на управление объектом	Данный метод должен позволять не только оценивать конкурентоспособность объекта, но и управлять объектом в нужном направлении. Управление наиболее значимыми факторами конкурентоспособности объекта должно происходить через их оценку, выявление их значимости и весомости в общей конкурентоспособности объекта
24. Моделируемость	Метод должен позволять моделировать различные ситуации на рынке, в самом объекте и во внешней среде и определять, к каким изменениям конкурентоспособности объекта они могут привести, что должно помогать управлять конкурентоспособностью объекта в целом и ее отдельными компонентами
25. Экономическая эффективность	Результаты применения данной методики должны во много раз превосходить затраты, необходимые для оценки конкурентоспособности объекта

ентов весомости показателей качества; 5) объединение значений показателей качества в один интегральный показатель; 6) сравнение интегральных показателей качества аналогов и принятие решения о возможности покупки данного изделия.

Цель оценки качества изделий — выявление уровня качества отобранных объектов-аналогов. Аналоги выбирают по справочным данным, прайс-листам продавцов и изготовителей, из средств рекламы и т. п. Выбор аналогов запасных частей в настоящее время особых проблем не представляет, даже наоборот, продавцы часто предоставляют лишний объем информации, о чем свидетельствует повторение одних и тех же объявлений, рекламных сообщений во множестве средств массовой информации.

При оценке качества запасных частей с методической точки зрения наиболее проблемными являются этапы 3÷5, что обусловлено отсутствием единых подходов к формированию номенклатуры показателей качества разных товаров, установлению их весомости, объединению их в один числовой показатель.

Необходимо отметить, что единой номенклатуры показателей качества для разных наименований запасных частей даже теоретически не может быть, так как каждое изделие характеризуется множеством индивидуальных свойств. До сегодняшнего дня не то что на запасные части, но даже на автомобиль нет единой номенклатуры показателей качества, хотя было множество попыток это сделать. Так, в 1928 г. Е. А.Чудаков [3] ввел термин "эксплуатационное качество автомобиля" и рекомендовал 13 показателей для его оценки: динамика, экономика, надежность, проходимость, устойчивость, легкость управления, мягкость хода, простота ухода, емкость, запас хода, использование массы и габарита, маневренность. Все эти показатели — комплексные, состоят из ряда частных показателей. Но этот список неполный. Например, показатели грузоподъемности, безопасности, экологичности, технологичности, эстетичности, эргономичности и другие остались вне поля зрения основателя отечественной автомобильной науки. В дальнейшем этот список был пополнен такими учеными, как Н. А. Бухарин, Д. П. Великанов, Б. В. Гольд, Г. В. Зимелев, В. А. Иларионов, М. И. Ипатов, А. Н. Островцев, Б. С. Фалькевич, Н. А. Яковлев и др. Анализируя работы этих и других авторов, можно заметить, что подходы к классификации показателей качества автомобиля и оценки их значимости весьма различны. Наиболее полный список показателей приведен Д. П. Великановым [4], а систематизация их применительно к проектированию и технико-экономическому анализу автомобилей была выполнена М. И. Ипатовым [5]. Однако назвать полным список показателей, приведенный в работе [5], нельзя, так как там даны лишь те показатели, которые необходимы для проектных расчетов элементов автомобиля, т. е. показатели, значимые для разработчика. При оценке качества и конкурентоспособности автомобиля или его узла, агрегата необходимы все показатели, которые значимы, прежде всего с точки зрения потребителя.

Сложность задачи выбора показателей качества доказывает классификация показателей конкурентоспособности и качества грузовых автомобилей, приведенная в работе [6]. В данной работе конкурентоспособность автомобиля (нулевой уровень) определен двумя критериями первого уровня — ценой и качеством. Качество определяется непосредственно качеством изделия и уровнем сервиса (второй уровень). В свою очередь качество изделия определено следующими комплексными показателями третьего уровня: 1) технико-эксплуатационными; 2) нормативно-правовыми; 3) экономической эффективности; 4) сервиса; 5) исполнения. В состав находящихся на третьем уровне технико-эксплуатационных показателей грузового автомобиля входят 22 показателя четвертого уровня, 140 показателей пятого уровня и 224 показателя шестого уровня [1].

Исходя из целей оценки, условий эксплуатации, наличия исходных данных, этапа жизненного цикла изделия, оценщик может уточнить перечень показателей качества. С увеличением числа показателей качества трудоемкость оценки возрастает, а вот объективность возрастает несущественно, поэтому в состав оценочных показателей рекомендуется вводить только наиболее весомые с точки зрения потребителя. Опыт оценки качества различных товаров показывает, что поиск значений показателей качества многих изделий затруднен. Ситуация усложняется вдвойне, когда конкурентное изделие находится на этапе разработки и информация по нему носит конфиденциальный характер. В связи с этим на практике при оценке качества товаров принимают весьма скромную номенклатуру показателей.

Для примера рассмотрим номенклатуру показателей одного из самых сложных агрегатов автомобиля — двигателя. К двигателям предъявляются следующие требования: высокие показатели надежности и удельной мощности, топливная экономичность, высокая литровая мощность, конструктивная компактность, экологичность, малая шумность, высокая износостойкость трущихся пар, ремонтопригодность, низкие удельные затраты на техническое обслуживание и ремонт, высокая приспособляемость, тяговая мощность вибро- и теплоустойчивость и др. Эти требования могут быть охарактеризованы показателями, приведенными в табл. 2, которые разделены на шесть групп. Выбранные показатели комплексно характеризуют двигатели, позволяют объективно оценить их качество.

Показатели качества для каждого изделия индивидуальны и, когда их немного, нет необходимости группировать их в классы. Для примера в табл. 3 приведены 20 показателей качества восьми моделей зимних шин размерностей 175/65R14 и 185/60R14, а в табл. 4 — три показателя 22 масляных фильтров. На рынке запасных частей именно по этим показателям производят сравнительную оценку данных изделий.

Вторая проблема оценки качества — это объединение выбранного множества показателей в один числовой показатель. Эта проблема обусловлена тем, что, во-первых, корректное сравнение альтернативных вариантов по одному единственному показателю практически невозможно, во-вторых, на практике очень редко встре-

Таблица 2

Номенклатура показателей качества дизельных двигателей

Показатели	КамАЗ-7403.10	КамАЗ-740.11.240	КамАЗ-740.50.360	ЯМЗ-236 НЕ	ЯМЗ-238 М2	ЯМЗ-238 Д	ЯМЗ-7511
1. Силовые:							
1.1. Мощность, л. с.	260	240	360	230	240	330	400*
1.2. Максимальный крутящий момент, Н · м	784	834	1473	882	918	1377	1715*
1.3. Литровая мощность, л. с./л	23,9	22,1	30,6*	20,6	16,1	22,2	26,9
1.4. Наличие гасителя крутильных колебаний	0	1	1*	0	0	1	1
1.5. Приспособляемость	1,14	1,14	1,19	1,14	1,16	1,12	1,20*
2. Динамические:							
2.1. Частота вращения при N_{max}, мин$^{-1}$	2600	2200	2200	2100	2100	2100	1900*
2.2. Частота вращения при M_{max}, мин$^{-1}$	1500	1300	1300	1200	1250	1200	1100*
2.3. Диапазон частот вращения при M_{max}, мин$^{-1}$	180	200	250*	200	200	200	220
2.4. Средняя скорость поршня, м/с	10,4	8,8*	9,5	9,8	9,8	9,8	8,8
3. Объемно-массо-размерные:							
3.1. Масса силового агрегата, кг	1060	1060*	1470	1265	1442	1580	1800
3.2. Удельная масса двигателя, кг/л. с.	2,9*	3,2	3,0	4,6	4,2	3,3	3,0
3.3. Конструктивная компактность, л. с./м^3	250	231	277*	220	202	214	244
3.4. Объем смазки, л	31	31	34	24*	29	31	36
3.5. Отношение ход/диаметр	1,0	1,0	1,083*	1,077	1,077	1,077	1,077
4. Надежности, сервиса:							
4.1. Заявленный ресурс, тыс. км	400	500	500	450	450	450	800*
4.2. Периодичность смены смазки, тыс. км	16	16	16*	12	12	12	16
4.3. Заявленная наработка на отказ, км	8600	10 000	25 000*	9000	10 000	10 000	20 000
4.4. Число сервисных станций	180	180	180*	60	60	60	60
4.5. Число лет серийного выпуска	20	7	5*	18	18	18	7
5. Безопасности:							
5.1. Экологичность (Евро)	0	1	2*	1	0	1	2
5.2. Уровень шума, дБА	102	94	92*	95	99	97	93
6. Экономичности:							
6.1. Минимальный удельный расход топлива, г/(кВт · ч)	218	207	202	206	214	204	197*
6.2. Расход масла на угар, %	0,8	0,5	0,3	0,4	0,5	0,4	0,2*
6.3. Степень унификации с базовой моделью	0,8	1,0*	0,5	0,8	1,0	0,9	0,6
6.4. Удельная трудоемкость ТО, чел · ч/1000 км	0,72	0,72	0,50	0,46	0,42	0,44	0,40*
6.5. Удельная трудоемкость ТР, чел · ч/1000 км	2,3	2,3	2,0*	2,1	2,2	2,3	2,0
6.6. ЧТС в составе КамАЗ-65115, руб.	288 482*	245 347	253 033	176 740	205 845	210 293	184 310
Цена без НДС по состоянию на 1.10.2005 г., руб.	**140 420**	**141 270**	**227 500**	**194 110**	**131 530**	**209 000**	**312 550**

* Лучшее значение показателя среди сравниваемых моделей.

чаются ситуации, когда все показатели альтернативных вариантов упорядоченно "выстраиваются" в ряд и по ним легко ранжировать сравниваемые изделия. Проблема преобразования многокритериальной задачи оценки качества в однокритериальную, как правило, решается одним из следующих способов:

1) умножением показателей качества или отношений показателей оцениваемого изделия и базового изделия на коэффициенты весомости и суммированием произведений (метод использования коэффициентов весомости);

2) присвоением каждому индивидуальному показателю качества баллов и суммированием их (метод балльной оценки);

3) переводом индивидуальных количественных показателей в качественные, приданием каждому уровню качества оценки в интервале от нуля до единицы и нахождением среднего геометрического значения по совокупности показателей (метод Харрингтона);

4) делением одного комплексного показателя изделия на другой, например, результатов на затраты, производительности машины на суммарные эксплуатационные затраты и др.;

5) интегрированием измеренных показателей качества одним из известных методов, например "радара" или "профилей", в один числовой показатель без "взвешивания" [6].

Каждый из названных подходов имеет свои преимущества и недостатки, которые подробно рассмотрены в работе [6]. Основной недостаток способов 1—3 состоит в субъективности оценки, обусловленной наличием мнения экспертов. Способ 4 трудно реализовать на практике по двум причинам: во-первых, у изделий нет таких комплексных показателей, которые учли бы все аспекты его качества, во-вторых, комплексные показатели, например результаты и затраты, не имеют однозначных значений, зависят от условий эксплуатации.

Таблица 3

Показатели качества зимних шин, полученные экспериментально

Показатели качества	1. Matador MP-56, Омск-шина	2. Medeo, Яро-славль-шина	3. Nord-master ST 228 B, Амтел	4. Tunga Master C-142, Сибур	5. Fortio WN-01 K-226, Киров	6. Nord-master K-239, Киров	7. Taganka Snowattack M-297, Москва	8. Кама-516, Нижне-камскшина
1. Конструктивные параметры:								
1.1. Максимальная скорость, км/ч	190	160	160	160	160	160	190	160
1.2. Грузоподъемность, кг	475	475	475	475	475	475	475	475
1.3. Масса, кг	7,5	8,4	8,0	7,3	7,5	7,7	7,3	7,7
1.4. Твердость резины по Шору, ед.	57	55	58	57	57	58	55	59
1.5. Глубина рисунка протектора, мм	8,5	10	10	9,5	10	10	9,0	9,0
1.6. Количество шипов	126	110	112	118	112	112	110	95
1.7. Средний вылет шипов, мм	1,9	2,4	1,8	2,0	1,6	1,8	1,8	1,8
1.8. Число линий ошиповки	12	10	10	10	10	10	10	6
2. Общие динамические параметры:								
2.1. Уровень внешнего шума, дБ	82,5	80,4	76,0	80,7	77,8	77,4	79,5	77,7
2.2. Выбег со скорости 130 км/ч, м	2484	2126	2183	2305	2267	2228	2459	2034
2.3. Время разгона на асфальте с 60 до 120 км/ч, с	23,5	24,3	23,9	22,9	23,1	23,5	22,8	23,4
3. Параметры на льду:								
3.1. Тормозной путь на льду, м	69,8	84,2	81,6	70,3	82,9	76,9	78,4	76,2
3.2. Время разгона с 5 до 35 км/ч, с	8,4	9,2	8,7	7,7	10,1	8,9	8,7	9,8
3.3. Время прохождения "змейки", с	50,3	49,9	52,8	50,9	55,2	52,8	53,7	52,6
4. Параметры на снегу:								
4.1. Тормозной путь на снегу, м	39,9	37,9	36,9	40,1	37,1	39,0	37,7	38,5
4.2. Время разгона с 5 до 35 км/ч, с	5,0	4,9	4,7	5,4	5,3	5,2	5,3	5,8
4.3. Проходимость на снегу, баллы	10	10	8	6	9	8	7	5
5. Параметры на снегу со льдом:								
5.1. Надежность управления на трассе, баллы	9	10	8	9	8	7	7	6
5.2. Стабильность движения по трассе, баллы	7	8	9	7	10	9	8	8
5.3. Время прохождения извилистой трассы, с	104,7	102,1	105,4	105,7	106,6	107,7	106,4	107,9
Цена шин, руб.	**1400**	**1470**	**1400**	**1000**	**1500**	**1450**	**1225**	**1200**

Таблица 4

Показатели качества и цены масляных фильтров

Марка фильтра	Показатель качества						
	1. Площадь фильтрующей шпоры, см	2. Номинальная тонкость отсева, мкм	3. Гидравлическое сопротивление фильтра, кПа	Цена, руб.	$K_к$	$K \cdot 10^3$	Ранг
1. BIG Filter GB-302	604,8	8,7	0,78	122	0,393	3,22	4
2. BIG Inter GB-302	528,0	7,9	1,11	122	0,408	3,34	3
3. Bosh 0 986 450 124	855,4	7,1	2,75	375	0,240	0,64	19
4. Champ FN90	748,8	8,6	1,96	370	0,229	0,62	20
5. Champion L 240	752,0	7,9	1,96	380	0,288	0,76	18
6. Filmar FF 1612	554,4	9,8	2,16	135	0,090	0,67	19
7. Filtron PP 851	522,2	9,6	1,18	270	0,254	0,94	16
8. Finwhale PF 12	717,6	5,8	1,57	230	0,523	2,27	8
9. Fram G 5915	721,9	9,7	2,16	200	0,105	0,53	21
10. Hengst H 138 WK	819,8	8,7	0,98	330	0,371	1,12	15
11. Mann Filter WK 612/5	756,0	9,1	1,57	320	0,246	0,77	17
12. SCT ST 330	718,4	4,8	1,96	114	0,548	4,80	2
13. "Невский фильтр" НФ 06т	564,3	9,6	1,88	120	0,150	1,25	13
14. ФГУП УФП "Гидравлика"	559,4	8,7	1,53	128	0,278	2,17	9
15. BIG Inter GB-320	592,5	6,8	2,35	260	0,316	1,21	14
16. AB Filter FP-21.21	1627,9	8,7	1,22	290	0,365	1,26	12
17. BIG Filter GB-327	2339,6	6,3	0,78	280	0,661	2,36	6
18. Bosh 0 450 905 030	4630,0	3,6	1,77	300	0,826	2,75	5
19. Champion L 206	4495,0	3,6	1,65	450	0,839	1,86	10
20. Crown FF-046	4826,0	8,5	1,14	300	0,516	1,72	11
21. "Автоагрегат" 31029-1117011-70	2372,5	3,4	0,98	120	0,877	7,31	1
22. "Невский фильтр" НФ 010т EURO	1968,4	9,6	0,96	150	0,342	2,28	7

* За рулем. 2004. № 6 С. 142—146.

Например, производительность седельного тягача на асфальте может быть высокой, а в условиях бездорожья может равняться нулю. Если для оценки качества тягачей по способу 4 принять отношение производительности к эксплуатационным затратам, то увидим, что этот интегральный критерий не учитывает такие важные показатели качества автомобиля, как безопасность, экологичность, комфортабельность, дизайн, эстетичность и др.

Наиболее целесообразным в оценке качества изделий является способ 5, хотя он тоже имеет недостатки. Суть способа заключается в объединении методом "радара" или "профилей" множества показателей без взвешивания в интегральный коэффициент качества. Преимущество способа в том, что он нагляден, прост, позволяет непосредственно интегрировать большое количество разноразмерных показателей изделия в одно число. Основной недостаток способа в том, что в нем не учитывается весомость показателей — все показатели принимаются равноценными.

Как было сказано выше, показатели качества сложных изделий могут быть иерархически сгруппированы (см. табл. 2 и 3). Внутри одной группы все показатели могут быть приняты равноценными. Например, в группе силовых показателей двигателей мощность и крутящий момент двигателя не имеют существенных преимуществ друг перед другом. Что касается групповых комплексных показателей, то они должны быть "взвешены".

С учетом сказанного выше для оценки качества запасных частей, показатели качества которых, имеют иерархически сложную классификацию, предлагается следующий алгоритм:

1. Выбираются показатели качества изделия, наиболее важные с точки зрения потребителя.

2. Производится иерархическая классификация выбранных показателей.

3. Методом "профилей" для каждой группы определяются комплексные показатели качества группы.

4. Методом анализа иерархий (МАИ) определяются коэффициенты весомости каждой группы показателей.

5. Суммированием произведений комплексных показателей качества групп и их коэффициентов весомости рассчитывается интегральный критерий качества изделия.

Значение комплексного показателя качества внутри группы определяется по известному методу "профилей". Оценка качества изделий с использованием метода "профилей" подробно описана в работе [6] на примере грузового автомобиля. Данный метод и используемые в нем подходы являются универсальными, что позволяет при определенной адаптации применять их в различных областях, в том числе и для оценки качества комплектующих и запасных частей.

Метод "профилей" предполагает построение профиля качества объекта по n-му числу показателей. Оценочное поле делится на $(n - 1)$ равных частей. Ширина h поля выбирается произвольно. Далее на делительной шкале откладываются значения показателей. Профиль можно располагать как вертикально, так и горизонтально (рис. 1).

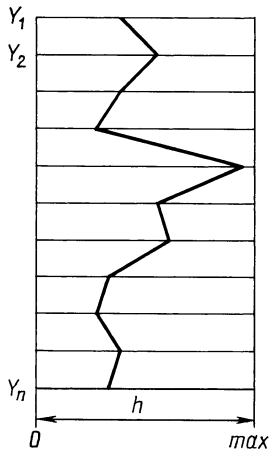


Рис. 1. Пример профиля качества исследуемого объекта

Суть метода состоит в анализе площади профиля исследуемого объекта. Увеличение площади характеризуется повышением уровня качества исследуемого объекта. Данный подход позволяет проводить сравнительный анализ однотипных объектов. Величина коэффициента качества зависит от выбора порядка расположения показателей качества, их числа и градуировки оценочных горизонтальных шкал. Профили всех сравниваемых изделий строятся на одном и том же оценочном поле, поэтому вышеназванные факторы не оказывают влияния на конечный результат, т. е. модели автомобилей при любом оценочном поле по степени качества располагаются в таком же порядке.

Одним из существенных достоинств данного метода является учет в одном интегральном показателе разноразмерных частных показателей, характеризующих качество исследуемого объекта. Интегральный показатель качества исследуемого объекта определяется как отношение площадей профиля объекта и оценочного прямоугольного поля: $K_к = S_{пр}/S$, где $S_{пр}$ — площадь, ограниченная профилем; S — площадь оценочного прямоугольника.

Интегральный коэффициент качества аналитически определяется по формуле

$$P_i = (Y_1/2 + Y_2 + Y_3 + ... + Y_{n_i-1} + Y_{n_i}/2)/(n_i - 1), \quad (1)$$

где P_i — комплексный показатель качества i-й группы показателей; n_i — число показателей в i-й группе; Y_1, Y_2, ..., Y_{n_i-1}, Y_{n_i} — расчетные величины, определяемые по формуле

$$Y_k = \frac{П_k - П_{k\min}}{П_{k\max} - П_{k\min}} \quad (2)$$

или по формуле

$$Y_k = \frac{П_{k\max} - П_k}{П_{k\max} - П_{k\min}} \quad (3)$$

(здесь $П_{k\max}$ и $П_{k\min}$ — максимальное и минимальное значения k-го показателя).

За $П_{k\max}$ рекомендуется принимать максимальное среди значений для выбранных изделий значение k-го показателя, а за $П_{k\min}$ — минимальное значение. Для упрощения расчетов рекомендуется принять $П_{k\min} = 0$ ($П_k$ — значение k-го показателя для оцениваемого изделия).

Формула (2) используется для "прямых" показателей, увеличение значений которых повышает качество изделия. Например, для двигателей — это мощность, крутящий момент, наработка на отказ и т. д. Для "обратных" показателей, повышение которых снижает качество, применяется формула (3). К таковым для двигателей можно отнести, например, снаряженную массу, расход топлива, шум, трудоемкость обслуживания и ремонта и т. д.

Для определения интегрального показателя качества необходимо определить значения коэффициентов весомости групп показателей. В настоящее время нет объективной методики определения коэффициентов весомости показателей качества. Известные методы, такие как метод параметрических регрессионных зависимостей, метод предельных и номинальных значений, метод эквивалентных соотношений, экспертный метод, имеют свои области применения и существенные недостатки [7]. Для расчета коэффициентов весомости целесообразно использовать достаточно объективный, универсальный метод анализа иерархий (МАИ) [8], который в отличие от аналогичных методов учитывает многокритериальность и неопределенность задачи, позволяет осуществлять выбор решения и множества альтернатив различного типа на основании критериев, выраженных с помощью как количественных, так и качественных характеристик. Метод состоит в иерархической декомпозиции системы на более простые составляющие и в дальнейшей обработке последовательности суждений лицом, принимающим решение, попарным сравнениям. При этом критерии оценки экспертов формализованы и не требуют применения дополнительных вычислительных процедур. Под иерархией здесь понимается многоуровневая система, состоящая из элементов и альтернатив, объединенных в связанные подгруппы. На самом верхнем уровне иерархии располагается целевая функция, далее промежуточные уровни — элементы иерархии (показатели).

Комплексные групповые показатели неравномерно влияют на уровень качества изделия. Для установления приоритетов отдельных факторов в МАИ формируют матрицу попарных сравнений (табл. 5). Порядок матрицы определяется числом групп показателей. В табл. 5: A_1, A_2, ..., A_n — группы показателей качества изделия; w_1, w_2, ..., w_n — соответственно их весомости.

Для перевода качественной информации в числовой вид МАИ используется вербально-числовая шкала отношений (табл. 6), содержащая численные значения с соответствующими обоснованиями данных градаций. Шкала отношений позволяет ставить в соответствие степеням предпочтения одного показателя перед другим определенные числа. Попарные сравнения показателей качества ведутся в терминах доминирования одного показателя над другим — какой из них наиболее значим с точки зрения эксперта. Сравнивая две группы показателей по степени их влияния на уровень качества, эксперт в соответствии с табл. 6 составляет отношение из чисел от 1 до 9 или, наоборот, от 9 до 1. В МАИ по соглашению сравнивается относительная важность левых элементов матрицы (см. табл. 5) с элементами на-

Таблица 5

Общий вид матрицы попарных сравнений для расчета коэффициента весомости

Группа	A_1	A_2	A_i	A_n	Оценка компонент собственного вектора по строке	Коэффициент весомости
A_1	1	$\frac{w_1}{w_2}$	$\frac{w_1}{w_i}$	$\frac{w_1}{w_n}$	$e_1 = \sqrt[n]{\frac{w_1}{w_1}\frac{w_1}{w_2}\ldots\frac{w_1}{w_n}}$	$X_1 = \frac{e_1}{\sum_{i=1}^{n} e_i}$
A_2	$\frac{w_2}{w_1}$	1	$\frac{w_2}{w_i}$	$\frac{w_2}{w_n}$	$e_2 = \sqrt[n]{\frac{w_2}{w_1}\frac{w_2}{w_2}\ldots\frac{w_2}{w_n}}$	$X_2 = \frac{e_2}{\sum_{i=1}^{n} e_i}$
A_i	$\frac{w_i}{w_2}$	$\frac{w_i}{w_2}$	1	$\frac{w_i}{w_n}$	$e_i = \sqrt[n]{\frac{w_i}{w_1}\frac{w_i}{w_2}\ldots\frac{w_i}{w_n}}$	$X_i = \frac{e_i}{\sum_{i=1}^{n} e_i}$
A_n	$\frac{w_n}{w_1}$	$\frac{w_n}{w_2}$	$\frac{w_n}{w_i}$	1	$e_n = \sqrt[n]{\frac{w_n}{w_1}\frac{w_n}{w_2}\ldots\frac{w_n}{w_n}}$	$X_n = \frac{e_n}{\sum_{i=1}^{n} e_i}$

Таблица 6

Шкала отношений, применяемая в МАИ

Степень значимости	Качественный критерий оценки	Комментарий
1	Одинаковая значимость	Два действия вносят одинаковый вклад в достижение цели
3	Некоторое преобладание значимости одного действия над другим	Существуют соображения в пользу предпочтения одного из действий, однако эти соображения недостаточно убедительны
5	Существенная или сильная значимость	Имеются надежные данные или логические суждения для того, чтобы показать предпочтительность
7	Очевидная или очень сильная значимость	Убедительное свидетельство в пользу одного действия перед другим
9	Абсолютная значимость	Свидетельства в пользу предпочтения одного действия другому в высшей степени убедительности
2, 4, 6, 8	Промежуточные значения между соседними суждениями	Ситуация, когда необходимо компромиссное решение

верху. Поэтому если элемент слева важнее, чем элемент наверху, то в клетку заносится отношение типа, например 3/1, в противном случае — обратное отношение (например 1/3).

Достоверность применения шкалы отношений подтверждается результатами сравнительного анализа многих других шкал. Эффективность применения МАИ доказана как теоретически, так и практически при решении многокритериальных задач оценки объектов в различных сферах экономики.

Матрица попарных сравнений характеризуется свойством обратной симметрии. Отличительными особенностями этой матрицы, да и системы оценки в целом, являются устойчивость и гибкость. Малые изменения и добавления дополнительных элементов не разрушают характеристик иерархического представления, т. е. при удалении или добавлении иерархических ветвей приоритеты альтернатив не претерпевают качественных изменений. Малые изменения значений показателей приводят к незначительным изменениям количественных показателей приоритетов альтернатив, что показывает устойчивость метода.

Оценку e_i компонент собственного вектора матрицы попарных сравнений определяют по формуле

$$e_i = \sqrt[n]{\frac{w_i}{w_1}\frac{w_i}{w_2}\cdots\frac{w_i}{w_n}}.$$

Коэффициент весомости i-й группы показателей находят по формуле

$$X_i = e_i / \sum_{i=1}^{n} e_i.$$

Интегральный коэффициент качества $K_к$ изделия будет определяться по соотношению:

$$K_к = \sum_{i=1}^{n} P_i X_i, \qquad (4)$$

где P_i — комплексный показатель качества i-й группы; X_i — коэффициент весомости i-й группы показателей качества.

Предлагаемый метод оценки качества изделий имеет следующие отличия от известных методов: 1) комплексный показатель качества внутри группы определяется методом "профилей" при условии, что коэффициенты весомости показателей одной группы равны; 2) коэффициенты весомости групп показателей рассчитываются с применением метода анализа иерархий, который позволяет свести к минимуму субъективность оценки значимости показателей качества изделий, что достигается путем формализации процесса их сравнения по шкале отношений.

Качество и цена — две взаимосвязанные категории, присущие любому изделию. Измерение качества — первый шаг в процессе оценки конкурентоспособности изделий. Для измерения конкурентоспособности необходимо интегрировать качество и цену изделия в один показатель, а затем сравнить их с аналогичными показателями изделий конкурентов.

Каждому значению интегрального показателя качества соответствует вполне определенная цена, которая отражает сложившуюся в обществе на данный момент меновую стоимость товара, назначенную на основе его потребительской стоимости — общественно установленной потребительской ценности товара ("красной" цены), т. е. критической цены товара, которая устанавливается потребителем и определяет возможность или невозможность совершения сделки. Потребитель, исходя из уровня качества, устанавливает вполне определенную граничную цену на товар. Она зависит от уровня развития производительных сил в обществе, редкости товара и используемых материалов и сырья, наличия товаров-заменителей, уровня конкуренции на рынке, курса национальной валюты и от ценности товара с точки зрения покупателя. Ценность товара для покупателя формируется с учетом полезности товара, чувственного восприятия его потребителем, уровня информированности последнего и сложившейся ситуации. Р. А. Фатхутдинов [9] ценность характеризовал как нечто особенное, чем субъект или объект управления владеет (содержит в себе), что стремится сохранить либо иметь в будущем. Ценность продукции, определенная потребителем и производителем, практически никогда не совпадает. Задача производителя — привести ценность продукции для производителя и потребителя к единому знаменателю. Для этого нетребуемые свойства и внешние дефекты изделия должны быть сведены к нулю. Из-за неудовлетворенных требований стоимость товара для потребителя существенно увеличивается и может превышать в несколько раз его стоимость для производителя. Нетребуемые свойства и неудовлетворенные требования потребителя выявляют в ходе стратегического маркетинга и принимают меры для их удовлетворения. Внешние дефекты можно устранить в ходе производства и реализации товара.

Товары одного назначения, даже имеющие очень схожие показатели, обладают индивидуальными особенностями, которые отражаются в интегральном коэффициенте качества. Изучая качество и цену множества товаров-аналогов одного класса, можно установить зависимость цены от интегрального коэффициента качества $Ц = f(K_к)$, как это сделано на рис. 2 для автомобилей-фургонов грузоподъемностью 1,5 т, технико-экономиче-

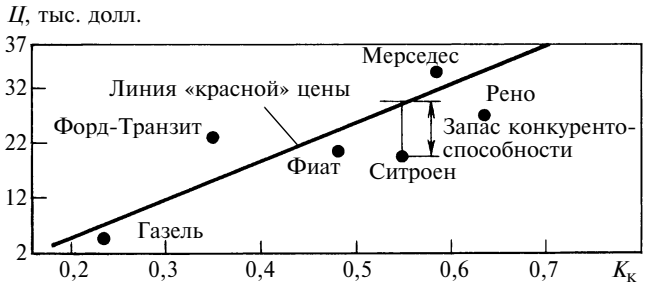


Рис. 2. Зависимость цены сравниваемых фургонов от коэффициента качества:
● — фактическая цена

Таблица 7

Технико-экономические параметры сравниваемых автомобилей-фургонов с полной массой 3,5 т

Показатель	"Газель" ГАЗ-2705	Форд-Транзит FT190-2.5D	Мерседес-Спринтер 312 D	ФИАТ-Дукато Maxi 2,8D	Ситроен-Джампер 35L 2.5Tdi	Рено-Мастер T35-2.8TDi
1. Снаряженная масса, кг	2000	1833	2090	1940	2020	1885
2. Грузоподъемность, кг	1500	1667	1410	1630	1480	1615
3. Мощность двигателя, л. с.	100	76	122	87	107	115
4. Максимальный крутящий момент, Н · м	182	168	280	180	235	260
5. Запас топлива, л	70	68	76	80	80	70
6. Рабочий объем двигателя, см^3	2445	2496	2874	2800	2446	2800
7. Средний расход топлива, л/100 км	16,6	10,8	9,5	11,6	8,0	8,1
8. Стоимость топлива на 100 км, руб.	50,0	21,6	19	23,2	16,0	16,2
9. Максимальная скорость с нагрузкой, км/ч	114,9	118,1	136,0	119,8	128,2	133,1
10. Разгон до 100 км/ч, с	64,5	57,6	33,2	59,3	38,9	30,9
11. Эластичность при 30÷70 км/ч, с	22,4	19,0	12,1	16,3	17,0	13,1
12. Выбег при 80÷90 км/ч, м	1379	1460	1237	1309	1596	1613
13. Тормозной путь с 80 км/ч, м	48,2	43,7	44,7	46,7	44,1	47,5
14. Средний уровень шума, дБА	76,6	73,7	72,6	75,3	74,7	73,7
15. Тяговое усилие, Н	4622	2920	3260	3040	2710	2890
16. Радиус поворота по бамперу, м	6,0	6,96	6,48	6,80	6,80	7,64
17. Удобство рабочего места водителя, баллы	3,0	3,5	4,5	4,0	4,0	5,0
18. Обзорность, баллы	4,0	3,5	5,0	3,5	3,5	4,5
19. Объем фургона, м^3	9,0	8,1	10,1	11,7	11,7	12,3
20. Погрузочная высота, мм	725	705	680	610	610	540
21. Удобство погрузки-разгрузки, баллы	3,0	3,5	4,0	4,5	4,5	4,5
22. Клиренс	175	175	185	215	215	160
23. Угол съезда, градус	16	24	29	22	22	23
Коэффициент качества по методу "профиля" [6]	0,290	0,409	0,673	0,525	0,605	0,678
Место по коэффициенту качества	**6**	**5**	**2**	**4**	**3**	**1**
Общая оценка экспертов ("За рулем". 1999. № 6)	3,4	3,5	4,4	4,0	4,2	4,5
Место по оценке экспертов	**6**	**5**	**2**	**4**	**3**	**1**
Коэффициенты качества по формулам (1)—(3)	0,538	0,544	0,659	0,548	0,635	0,666
Место по аналитическим расчетам	**6**	**5**	**2**	**4**	**3**	**1**
Цена, долл.	3500	23 000	35 900	21 600	20 570	27 000

ские параметры которых приведены в табл. 7. Зависимость "красной" цены этих автомобилей от коэффициента качества, определенная по методу наименьших квадратов, имеет вид (в долл.: $Ц = -13\ 500 + 67\ 500 K_к$.

Конкурентоспособность изделий может определяться по расположению фактической цены относительно линии "красной" цены (см. рис. 2) на данный вид товара. Она пропорциональна неоплаченной части потребительской ценности изделия.

Предоставляемая покупателю потребительская ценность составляет разность между предполагаемой совокупной потребительской ценностью и совокупными затратами потребителя при покупке товара. Чем эта ценность больше, тем конкурентоспособность товара выше. Конкурентоспособный товар, с точки зрения покупателя, при данном уровне качества мог бы стоить и дороже. Покупатель осознает, что платит меньше, чем на самом деле стоит этот товар.

При измерении конкурентоспособности необходимо указать качество изделия, так как некорректно сравнивать по конкурентоспособности товары, качество которых различно, ведь с ростом качества и цена товара должна возрастать. Коэффициент K конкурентоспособности изделия при установленном интегральном коэффициенте $K_к$ качества может быть определен по соотношению:

$$K(K_к) = Ц_к / Ц_ф, \qquad (5)$$

где $Ц_к$, $Ц_ф$ — "красная" и фактическая цены изделия, имеющего коэффициент качества, равный $K_к$.

Конкурентоспособность изделия определяется величиной коэффициента конкурентоспособности: чем он больше единицы, тем конкурентоспособность выше, т. е. покупатель за товар недоплачивает, так как при данном уровне качества фактическая цена занижена относительно потребительской ценности товара. Если коэффициент конкурентоспособности меньше единицы, то покупатель переплачивает за этот товар. Выбор покупателем менее конкурентоспособного изделия часто происходит из-за отсутствия у него информации об уровне конкурентоспособности представленных на рынке товаров, или же потому, что покупателя удовлетворяют уровень качества и цена товара.

При $K(K_к) = 1$ фактическая цена товара равна "красной" цене, покупатель платит ровно столько, сколько в действительности стоит товар данного качества. Запас конкурентоспособности изделия в данном случае равен нулю. Запас конкурентоспособности определяется как разность "красной" и фактической цены товара: $З_к = Ц_к - Ц_ф$.

Запас конкурентоспособности показывает, с одной стороны, недоплаченную (переплаченную) сумму за товар покупателем, с другой — потенциальные возможности изменения цены товара с целью приведения ее к установившейся в обществе цене на товары данного

уровня качества. Естественно, что чем запас конкурентоспособности больше, тем потенциал расширения доли рынка у фирмы выше. Если на свободном рынке при наличии товаров-заменителей запас конкурентоспособности отрицательный, то доля рынка фирмы уменьшится, и покупатели могут вообще отказаться от покупки данного товара.

По формуле (5) были получены следующие коэффициенты K конкурентоспособности сравниваемых фургонов (см. рис. 2):

	$K_к$	K
Газель	0,290	1,736
Форд.	0,409	0,613
Фиат.	0,525	1,015
Ситроен	0,605	1,329
Мерседес.	0,673	0,889
Рено	0,678	1,195

Наибольший коэффициент конкурентоспособности имеет "Газель" ГАЗ-2705. Покупатель этого автомобиля "недоплачивает" 2575 долл. Однако этот автомобиль нельзя назвать лучшим в своем классе, так как у него самый низкий интегральный коэффициент $K_к$ качества. Надо признать, что покупатель больше всего в относительном измерении недоплачивает именно за этот автомобиль. На рынках с низким уровнем платежеспособности покупателей ГАЗ-2705 несомненно будет пользоваться успехом.

Покупатели при оценке конкурентоспособности изделий могут придавать разный вес показателям "качество" и "цена". На рынках с высоким уровнем платежеспособности покупатели больше обращают внимание на качество продукции, цена здесь находится на втором месте. А вот, например, на российском рынке в настоящее время покупатели выбирают товар по цене. Конечно, при этом покупатели стараются получить за одну денежную единицу как можно больше "качества." Конкурентоспособность изделия количественно можно рассчитать с учетом фактора предпочтений покупателей. Коэффициент конкурентоспособности качества изделия рассчитывается и по формуле

$$K(K_к)_i = \lambda(1 - Ц_{фi}/Ц_{\max ф}) + (1 - \lambda)K_к, \qquad (6)$$

где $Ц_{фi}$ и $Ц_{\max ф}$ — фактическая цена i-го изделия и максимальное значение цены среди сравниваемых изделий; λ — значимость (весомость) цены изделия при оценке его конкурентоспособности.

Значение λ может меняться в пределах от 0 до 1. Если покупатель не придает значения цене, то $\lambda = 0$, т. е. товар выбирается строго по качеству. При низкой платежеспособности большее значение придается цене. Для российского рынка рекомендуется принять $\lambda = 0{,}6 \div 0{,}8$.

Коэффициент конкурентоспособности изделия должен интегрировать в себе цену и качество изделия, т. е. его можно рассчитывать как отношение коэффициента качества изделия к его цене:

$$K(K_к) = K_к/Ц_ф. \qquad (7)$$

Показатель (7) хорош тем, что имеет явную смысловую нагрузку — показывает, сколько единиц качества можно купить за одну денежную единицу. Чем это отношение лучше, тем выше конкурентный потенциал изделия.

Показатель (7) не зависит от субъективных ошибок, так как и коэффициент качества, и цена изделия определены объективно. Расчет этого коэффициента конкурентоспособности (в отличие от измерения конкурентоспособности многими известными методами) производится строго по его индивидуальным параметрам, т. е. нет необходимости выбирать базовое изделие. Полученное значение коэффициента конкурентоспособности сравнивается со значениями этого показателя у аналогов-конкурентов, полученными этим же методом.

Описанный метод оценки конкурентоспособности пригоден как для автомобиля в целом, так и для запасных частей, и соответствует квалиметрическим требованиям (см. табл. 1). Из 25 квалиметрических требований метод не соответствует только требованию 7 — "возможность оценки без сравнения с другими объектами". Метод не может быть реализован, если нет аналогов-конкурентов, так как в этом случае невозможно строить линию "красной" цены, хотя можно установить индивидуально как цену, так и уровень качества оцениваемого изделия. Но с другой стороны, если нет конкурентных товаров, теряется смысл оценки конкурентоспособности, так что требование 7 не выполняется ни в одной методике измерения конкурентоспособности. Полученная интегральная оценка, если нет объектов для сравнения, становится ненужной информацией.

Достоверность предлагаемой методики оценки конкурентоспособности запасных и комплектующих частей автомобилей установлена сравнением результатов оценки по предложенному методу с результатами, полученными в ходе экспериментов. Для сравнения были взяты результаты оценки восьми моделей зимних шин размерностей 175/65 R14 и 185/60 R14 (см. табл. 3), полученные экспертами журнала "Авторевю" на Дмитровском автополигоне с использованием автомобиля ВАЗ-2112 [10].

До испытаний экспертами определялись масса, твердость резины, глубина рисунка протектора, количество шипов, вылет шипов, число линий ошиповки. Измерения проводили на льду и заснеженной трассе Дмитровского автополигона с использованием высокоточного измерительного комплекса Datron. Шум измеряли с помощью прибора фирмы Bruel & Kjaer. Чтобы свести к минимуму влияние на результаты испытаний изменений температуры, силы ветра, состояния снега и льда, испытания каждого вида эксперты проводили в течение одного дня.

Для оценки шин результаты испытаний были переведены в баллы по десятибалльной шкале. Победителя определяли по сумме баллов, полученных сложением произведений показателя в баллах и весомости. Такой подход дважды вводит в оценку субъективизм: во-первых, конкретно измеренные величины субъективно переводятся в баллы; во-вторых, эксперты субъективно присваивают показателям коэффициенты весомости. Кроме того, в этом методе коэффициент весомости группового показателя распределяется между индиви-

Таблица 8

Результаты оценки шин экспертами журнала "Авторевю"

Показатели качества	Весомость показателя, %	Fortio	Кама	Matador	Medeo	Nordmaster	Nordmaster ST	Taganka	Tunga
1. Параметры на льду	**35**								
1.1. Тормозные свойства	15	6	8	10	5	8	6	7	10
1.2. Разгонная динамика	10	7	7	9	8	8	8	8	10
1.3. Поперечные сцепные свойства	10	6	8	10	10	7	8	7	9
2. Параметры на снегу	**20**								
2.1. Тормозные свойства	10	10	8	7	9	8	10	9	7
2.2. Разгонная динамика	5	8	6	9	9	8	10	8	8
2.3. Стабильность при движении по зимнему шоссе	5	10	8	7	8	9	9	8	7
3. Проходимость	**15**	9	5	10	10	8	8	7	6
4. Параметры на кольцевой трассе (лед + снег)	**15**								
4.1. Скорость прохождения	10	7	6	8	10	6	8	7	8
4.2. Надежность управления	5	8	6	9	10	7	8	7	9
5. Акустический комфорт	**10**	9	9	6	7	9	10	8	7
6. Сопротивление качению	**5**								
6.1. Выбег	3	9	6	10	7	8	8	10	9
6.2. Разгон	2	9	8	8	6	8	7	10	10
Общая оценка	**100**	**7,9**	**7,1**	**8,7**	**8,3**	**7,8**	**8,2**	**7,7**	**8,2**

дуальными показателями качества внутри группы неравномерно, что тоже вносит субъективность в процесс оценки. Все это в совокупности приводит к снижению уровня объективности и точности оценки качества изделий.

При оценке эксперты разделили показатели качества шин на шесть групп и включили в них всего 12 показателей, каждому из которых присвоили весомость (табл. 8). Сначала весомости были распределены по группам, а затем групповые значения распределяли по индивидуальным показателям.

Для обеспечения объективности оценки шин по предложенной методике в оценочную табл. 9 были включены только те 12 показателей, которые использовали эксперты. Групповые показатели качества и интегральный показатель качества без учета коэффициентов весомости рассчитывали по формуле (1). Если группа содержала лишь один показатель, то групповой показатель определяли для прямых показателей по формуле (2), для обратных по формуле (3), приняв $П_{k\,\max} = 0$.

Таблица 9

Результаты оценки качества зимних шин

Показатели качества	Коэффициент весомости по МАИ	1. Matador MP-56, Омск-шина	2. Medeo, Ярославль-шина	3. Nordmaster ST 228 B, Амтел	4. Tunga Master C-142, Сибур	5. Fortio WN-01 K-226, Киров	6. Nordmaster K-239, Киров	7. Taganka Snowattack M-297, Москва	8. Кама-516, Нижнекамскшина
1. Уровень внешнего шума, дБ		82,5	80,4	76,0	80,7	77,8	77,4	79,5	77,7
Итого по группе	**0,062**	0	0,025	0,079	0,022	0,057	0,062	0,036	0,058
2. Сопротивления качению									
2.1. Выбег со скорости 130 км/ч, м		2484	2126	2183	2305	2267	2228	2459	2034
2.2. Время разгона на асфальте с 60 до 120 км/ч, с		23,5	24,3	23,9	22,9	23,1	23,5	22,8	23,4
Итого по группе	**0,038**	0,516	0,428	0,447	0,493	0,481	0,464	0,526	0,428
3. Параметры на льду									
3.1. Тормозной путь на льду, м		69,8	84,2	81,6	70,3	82,9	76,9	78,4	76,2
3.2. Время разгона с 5 до 35 км/ч, с		8,4	9,2	8,7	7,7	10,1	8,9	8,7	9,8
3.3. Время прохождения "змейки", с		50,3	49,9	52,8	50,9	55,2	52,8	53,7	52,6
Итого по группе	**0,405**	0,149	0,069	0,088	0,180	0,004	0,092	0,094	0,051

Показатели качества	Коэффициент весомости по МАИ	1. Matador MP-56, Омскшина	2. Medeo, Ярославльшина	3. Nordmaster ST 228 B, Амтел	4. Tunga Master C-142, Сибур	5. Fortio WN-01 K-226, Киров	6. Nordmaster K-239, Киров	7. Taganka Snowattack M-297, Москва	8. Кама-516, Нижнекамскшина
4. Параметры на снегу:									
4.1. Тормозной путь на снегу, м		39,9	37,9	36,9	40,1	37,1	39,0	37,7	38,5
4.2. Стабильность движения по трассе, баллы		7	8	9	7	10	9	8	8
4.3. Время разгона с 5 до 35 км/ч, с		5,0	4,9	4,7	5,4	5,3	5,2	5,3	5,8
Итого по группе	**0,276**	0,386	0,452	0,518	0,367	0,541	0,374	0,436	0,410
5. Проходимость на снегу, баллы		10	10	8	6	9	8	7	5
Итого по группе	**0,097**	1,0	1,0	0,8	0,6	0,9	0,8	0,7	0,5
6. Параметры на кольцевой трассе (снег + лед)									
6.1. Надежность управления на трассе, баллы		9	10	8	9	8	7	7	6
6.3. Время прохождения извилистой трассы, с		104,7	102,1	105,4	105,7	106,6	107,7	106,4	107,9
Итого по группе	**0,122**	0,465	0,527	0,412	0,460	0,406	0,351	0,352	0,300
Интегральный коэффициент качества без учета коэффициентов весомости		0,457	0,446	0,419	0,376	0,431	0,387	0,390	0,296
Место по коэффициенту качества		1	2	4	7	3	6	5	8
Интегральный коэффициент с учетом коэффициентов весомости по МАИ	**1,000**	0,340	0,332	0,328	0,308	0,308	0,292	0,291	0,239
Место по коэффициенту качества		1	2	3	4—5	4—5	6	7	8
Цена шин, руб.		**1400**	**1470**	**1400**	**1000**	**1500**	**1450**	**1225**	**1200**

Коэффициенты весомости шести групп показателей, приведенных в табл. 9, определяли по методу МАИ с учетом шкалы отношений (табл. 10). Расчетные значения коэффициентов весомости групп показателей качества зимних шин приведены в табл. 11. Для зимних шин наиболее весомыми являются показатели качества шин на льду (0,405) и на снегу (0,276), а сопротивление качению (0,038) и уровень шума (0,062) менее значимы. Весомости показателей качества, определенные экспертным путем специалистами журнала "Авторевю" по значению несколько отличаются от расчетных, полученных по методу МАИ (см. табл. 11), но ранг показателей качества в обоих случаях одинаков.

Достоверность суждений экспертов по поводу сравнений групп показателей качества оценивалась по отношению согласованности (ОС). Для этого сначала определяли индекс согласованности (ИС) суждений экспертов, а затем отношение согласованности с учетом величины случайной согласованности СИ. Расчеты коэффициентов весомости шин по шести показателям по данным табл. 10 показали, что ИС = 0,05 и при СИ = 1,24 отношение согласованности ОС = 0,04, что меньше критического значения, равного 0,1, т. е. суждения экспертов по сравнению приоритетов групп качества шин можно считать согласованными.

Таблица 10

Матрица попарных сравнений групп показателей качества шин

Группа показателей качества	1. Уровень внешнего шума	2. Сопротивление качению	3. Параметры на льду	4. Параметры на снегу	5. Проходимость на снегу	6. Параметры на кольцевой трассе
1. Уровень внешнего шума	1	3/1	1/6	1/5	1/3	1/2
2. Сопротивление качению	1/3	1	1/7	1/6	1/2	1/3
3. Параметры на льду	6/1	7/1	1	2/1	4/1	4/1
4. Параметры на снегу	5/1	6/1	1/2	1	3/1	3/1
5. Проходимость на снегу	3/1	2/1	1/4	1/3	1	1/2
6. Параметры на кольцевой трассе	2/1	3/1	1/4	1/3	2/1	1

Таблица 11

Коэффициенты весомости групп показателей качества шин

Группа показателей качества	Коэффициенты весомости по МАИ/от экспертов	Значения P_iX_i для шин*							
		1	2	3	4	5	6	7	8
1. Уровень внешнего шума	0,062/0,10	0,000	0,001	0,005	0,001	0,003	0,004	0,002	0,003
2. Сопротивление качению	0,038/0,05	0,019	0,016	0,017	0,018	0,018	0,017	0,020	0,016
3. Параметры на льду	0,405/0,35	0,060	0,028	0,035	0,073	0,001	0,037	0,038	0,020
4. Параметры на снегу	0,276/0,20	0,106	0,124	0,143	0,101	0,149	0,113	0,120	0,113
5. Проходимость на снегу	0,097/0,15	0,097	0,097	0,077	0,058	0,086	0,077	0,068	0,048
6. Параметры на кольцевой трассе	0,122/0,15	0,056	0,643	0,050	0,056	0,049	0,042	0,042	0,036
Интегральный показатель качества ΣP_iX_i		0,340	0,332	0,328	0,308	0,308	0,292	0,291	0,239
Место по предложенной методике		**1**	**2**	**3**	**4—5**	**4—5**	**6**	**7**	**8**
Оценка экспертов [10]		8,7	8,3	8,2	8,2	7,9	7,8	7,7	7,1
Место, установленное экспертами		**1**	**2**	**3—4**	**3—4**	**5**	**6**	**7**	**8**

* Номера шин согласно табл. 3.

Интегральные показатели качества шин в табл. 11 определяли по формуле (4). Как видно из данной таблицы, места, определенные по предложенной в данной работе методике, полностью совпадают с местами, определенными экспертами.

По описанной выше методике было оценено качество семи двигателей, параметры которых приведены в табл. 2. В табл. 12 приведены результаты оценки, а в табл. 13 — коэффициенты весомости групп показателей качества. Как видно, наибольший коэффициент качества (0,832) имеет двигатель КамАЗ-740.50.360. Для сравниваемых двигателей путем отношения коэффициента качества к цене по формуле (7) был определен коэффициент конкурентоспособности (см. табл. 12). Наиболее конкурентоспособным оказался двигатель КамАЗ-740.50.360 (коэффициент конкурентоспособности 3,231).

При оценке шин и двигателей показатели качества были сгруппированы и определялись весомости комплексных показателей. Рассмотрим пример выбора масляного фильтра из 22 аналогов-конкурентов (см. табл. 4) с учетом весомости их показателей. Для оценки качества масляных фильтров были приняты лишь три показателя, поэтому нет необходимости их группировать. В табл. 14 приведена матрица попарных сравнений принятых показателей и определены их коэффициенты весомости. Достоверность суждений по поводу сравнений показателей качества фильтров оценивалась по отношению согласованности ОС = 0,01, что меньше критического значения, равного 0,1. Суждения по сравнению приоритетов показателей качества фильтров можно считать согласованными.

Результаты оценки качества фильтров с учетом и без учета коэффициентов весомости, а также значения коэффициентов конкурентоспособности этих фильтров приведены в табл. 4. И по качеству, и по конкурентоспособности лучший показатель у фильтра "Автоагре-

Таблица 12

Результаты оценки качества и конкурентоспособности двигателей

Показатель	КамАЗ-7403.10	КамАЗ-740.11.240	КамАЗ-740.50.360	ЯМЗ-236 НЕ	ЯМЗ-238 М2	ЯМЗ-238 Д	ЯМЗ-7511
Коэффициент качества по группе "Силовые показатели"	0,22	0,31	0,875	0,165	0,168	0,46	0,935
Коэффициент качества по группе "Динамические показатели"	0	0,53	0,69	0,53	0,49	0,53	0,86
Коэффициент качества по группе "Объемные и массогабаритные показатели"	0,64	0,53	0,7	0,51	0,38	0,49	0,48
Коэффициент качества по группе "Надежность и сервис"	0,5	0,66	0,9	0,03	0,05	0,05	0,66
Коэффициент качества по группе "Безопасность"	0	0,65	1	0,6	0,15	0,5	0,95
Коэффициент качества с учетом весомости	**0,276**	**0,515**	**0,832**	**0,364**	**0,307**	**0,411**	**0,780**
Цена без НДС по состоянию на 1.01.2005 г., руб.	140 420	165 274	257 500	150 100	133 500	183 300	244 000
Коэффициент конкурентоспособности, $K \cdot 10^3$	**1,966**	**3,116**	**3,231**	**2,409**	**2,3**	**2,242**	**3,197**
Место по коэффициенту конкурентоспособности	7	3	1	4	5	6	2

Таблица 13

Матрица попарных сравнений групп показателей качества двигателей

Показатель	Силовые	Динамические	Размерные	Надежности	Безопасности	Экономичности	Оценка компонент	X
Силовые	1	4/1	3/1	1/2	2/1	1/2	1,35	0,18
Динамические	1/4	1	1/2	1/5	1/3	1/5	0,34	0,05
Размерные	1/3	2/1	1	1/4	1/2	1/4	0,52	0,07
Надежности	2/1	5/1	4/1	1	3/1	1/1	2,22	0,29
Безопасности	1/2	3/1	2/1	1/3	1	1/3	0,83	0,11
Экономичности	2/1	5/1	4/1	1/1	3/1	1	2,22	0,29

Таблица 14

Матрица попарных сравнений показателей качества фильтров

Показатель качества	1. Площадь фильтрующей шпоры, см^2	2. Номинальная тонкость отсева, мкм	3. Гидравлическое сопротивление фильтра, кПа	Собственный вектор	Коэффициент весомости
1. Площадь фильтрующей шпоры, см^2	1	1/3	1/2	0,5503	0,1634
2. Номинальная тонкость отсева, мкм	3	1	2	1,8771	0,5396
3. Гидравлическое сопротивление фильтра, кПа	2	1/2	1	1,000	0,2970

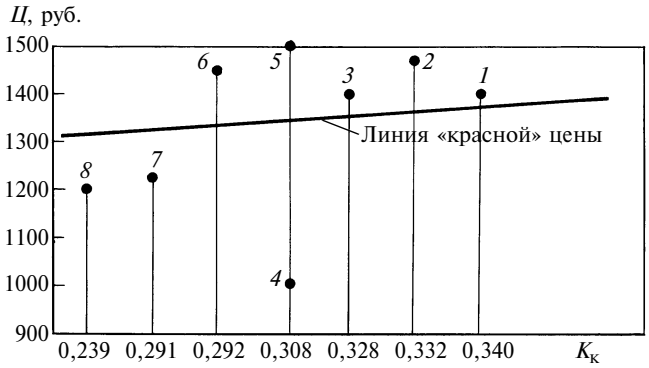


Рис. 3. Зависимость цены сравниваемых шин от коэффициента качества:
номера точек соответствуют номерам шин в табл. 3

гат". Этот результат был достигнут за счет самого высокого коэффициента качества — 0,877 при сравнительно низкой цене — 120 руб. Цена данного фильтра — одна из наименьших среди сравниваемых объектов. При выборе именно этому фильтру должно быть отдано предпочтение.

После установления уровня качества сравниваемых изделий определяется их конкурентоспособность. Для этого могут быть использованы описанные выше три способа расчета коэффициента конкурентоспособности. Линия "красной" цены сравниваемых шин, построенная методом наименьших квадратов по данным табл. 11, приведена на рис. 3. Цена сравниваемых зимних шин выражается регрессионным уравнением: $Ц = 873 + 1500K_к$.

Коэффициенты конкурентоспособности шин, рассчитанные по формулам (5)—(7), и их места приведены в табл. 15. По критерию цена/качество среди сравниваемых шин несомненный лидер шина 4-Tunga Master. У этой шины качество ниже, чем у лидеров не более чем на 10 %, а вот цена на 40÷47 % меньше, чем у более качественных шин. Наименее конкурентоспособной оказалась шина 5-Fortio, у которой качество на среднем уровне, однако цена в 1,5 раза больше, чем у шины Tunga Master точно такого же уровня качества.

Оценка конкурентоспособности зимних шин тремя разными методами дает возможность сделать следующие выводы:

1. Места, определенные по качеству товаров, не совпадают с местами, полученными по результатам оценки конкурентоспособности товаров.

Например, наиболее конкурентоспособная шина Tunga Master по показателю качества занимает лишь 4—5 места, причина чего заключается в цене. К сожалению, цена товаров часто не соответствует уровню их качества.

2. Методы оценки конкурентоспособности изделий по методу "красной" цены и методу предпочтений потребителей дают практически одинаковый результат. Метод, базирующийся на отношении качества к цене [формула (7)], дает результаты, несколько отличающиеся от результатов двух упомянутых методов.

3. При несущественном отличии товаров по качеству наиболее конкурентоспособны более дешевые товары. Так, шина Tunga Master, самая дешевая среди сравниваемых, по любой методике оценки конкурентоспособности заняла первое место.

4. С увеличением значения коэффициента предпочтений потребителей конкурентная позиция дешевых товаров улучшается, а дорогих — ухудшается.

5. Метод "красной" цены рекомендуется использовать для оценки конкурентоспособности товаров, имеющих множество (более восьми) аналогов, а метод отношения качества к цене — при небольшом числе конкурентов-аналогов. Метод предпочтений потребителей в этом плане универсален — объективность оценки не зависит

Таблица 15

Коэффициент конкурентоспособности сравниваемых шин

Оценочный показатель	1	2	3	4	5	6	7	8
1. Интегральный показатель качества	0,340	0,332	0,328	0,308	0,308	0,292	0,291	0,239
2. Место	**1**	**2**	**3**	**4—5**	**4—5**	**6**	**7**	**8**
3. Цена, руб.	1400	1470	1400	1000	1500	1450	1225	1200
4. Коэффициент конкурентоспособности по формуле (5)	0,99	0,93	0,98	1,34	0,89	0,90	1,07	1,03
5. Место	**4**	**6**	**5**	**1**	**8**	**7**	**2**	**3**
6. Коэффициент конкурентоспособности по формуле (6) при $\lambda = 0,5$	0,203	0,176	0,196	0,321	0,154	0,163	0,237	0,220
7. Место	**4**	**6**	**5**	**1**	**8**	**7**	**2**	**3**
8. Коэффициент конкурентоспособности по формуле (6) при $\lambda = 0,7$	0,149	0,100	0,145	0,325	0,092	0,112	0,216	0,212
9. Место	**4**	**7**	**5**	**1**	**8**	**6**	**2**	**3**
10. Коэффициент конкурентоспособности по формуле (7), $K \cdot 10^3$	0,243	0,226	0,234	0,308	0,205	0,201	0,238	0,199
11. Место	**2**	**5**	**4**	**1**	**6**	**7**	**3**	**8**

от числа аналогов. Однако он имеет один недостаток — коэффициент предпочтений устанавливается субъективно.

Верификация предлагаемого метода оценки качества запасных и комплектующих частей на примере восьми шин показала, что результаты оценки изделий по нему не отличаются от результатов оценки специалистами по экспериментально полученным данным.

Разработанный декомпозиционно-агрегатный метод интегральной оценки качества базируется на комплексном сочетании количественного (метод "профилей") и качественного (МАИ) подходов к измерению иерархически структурированных объектов. Он прост в применении, устойчив к изменениям, позволяет объективно оценить уровень качества любых объектов. Применение данного метода позволяет объективно выбирать комплектующие и запасные части к автомобилю по критерию качества и тем самым способствует повышению его эксплуатационной надежности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Фасхиев Х. А., Крахмалева А. В.** Методика оценки качества автомобилей // Маркетинг в России и за рубежом. 2005. № 4. С. 86—100.
2. **Фасхиев Х. А.** Анализ методов оценки качества и конкурентоспособности грузовых автомобилей // Методы менеджмента качества. 2001. № 3. С. 24—28; № 4. С. 21—26.
3. **Чудаков Е. А.** Избранные труды. Т. 1. Теория автомобиля. М.: Изд-во АН СССР, 1961. 463 с.
4. **Великанов Д. П.** Эффективность автомобиля. М.: Транспорт, 1969. 240 с.
5. **Ипатов М. И.** Технико-экономический анализ проектируемых автомобилей. М.: Машиностроение, 1982. 272 с.
6. **Фасхиев Х. А., Костин И. М.** Технико-экономическая оценка грузовых автомобилей при разработке. — Набережные Челны: Изд-во КамПИ, 2002. 480 с.
7. **Федюкин В. К., Дурнев В. Д., Лебедев В. Г.** Основы машиноведения: методы — оценки технического уровня машин. СПб.: СПбГИЭА, 1999. 141 с.
8. **Саати Т.** Принятие решений. Метод анализа иерархий. М.: Радио и связь, 1989. 316 с.
9. **Фатхутдинов Р. А.** Конкурентоспособность: экономика, стратегия, управление. М.: ИНФРА-М, 2000. 312 с.
10. **Следы** качества / О. Расстегаев, А. Диваков, А. Мохов и др. // Авторевю. 2005. № 20. С. 52—59.

УДК 338.245.8

И. Н. ОМЕЛЬЧЕНКО, д-р техн. и экон. наук, Д. П. МУХОРТОВ (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Сбалансированная система показателей как инструмент стратегического управления на предприятиях ОПК

Освещена проблема совершенствования системы стратегического управления на предприятиях оборонно-промышленного комплекса.

Problem of updating strategical operation of business in defense industrial establishment is covered.

Проблема реструктуризации оборонно-промышленного комплекса (ОПК) имеет место не только в нашей стране [1]. В странах НАТО последние 15 лет произошло падение объемов заказов вооружения и военной техники более чем в 1,5 раза, что поставило в трудные условия производителей. В результате руководство компаний было вынуждено провести реструктуризацию предприятий. За период реформирования западного ОПК на треть сократилось число компаний, непосредственно участвующих в производстве вооружений. Это связано не столько с закрытием предприятий, не сумевших приспособиться к изменившимся условиям рынка вооружений, сколько с процессами слияний компаний. Примером могут служить объединения "Боинг" — "Макдонелл Дуглас" — "Рокуелл Дефенс", "Локхид" — "Мартин Мариэтта" — ГД "Аэроспейс" — "Лорган", "Рейтон" — "Хьюз" и др.

В России масштабные мероприятия по реформированию ОПК начались в конце 1990-х гг., в 2001 г. были утверждены "Основы политики Российской Федерации в области развития ОПК на период до 2010 года и дальнейшую перспективу", подтвердившие курс на стимулирование процессов укрупнения в ОПК. Уже в 2002 г. были созданы ОАО «Концерн ПВО "Алмаз-Антей"», ОАО «Корпорация "Тактическое ракетное вооружение"», ОАО «Концерн радиостроения "Вега"» и др. Перед созданными холдинговыми структурами стоят непростые задачи. Российские концерны, объединив компании в разном экономическом состоянии, должны провести комплексную реструктуризацию предприятий, для того чтобы обеспечить выполнение поставленных государством задач.

Головные компании концернов стали центром принятия управленческих решений, общего видения будущего. Самым крупным примером может служить созданный в 2002 г. Указом Президента Российской Федерации ОАО «Концерн ПВО "Алмаз-Антей"». В него вошли 46 промышленных предприятий, конструкторских бюро и научно-исследовательских институтов. Такая интеграция предприятий дает следующие преимущества:

монополизм в разработке и выпуске систем и комплексов внутри страны;

присутствие конкуренции производителей только на международном рынке;

возможность интеграции научных школ;

лидерство в НИОКР (в научных школах);

более глубокое знание рынка;

понимание изменяющихся потребностей конечных потребителей продукции;

новые возможности военно-технического сотрудничества;

участие в формировании Государственной программы вооружения (ГПВ) и Государственного оборонного заказа (ГОЗ).

Вместе с тем перед концернами стоят проблемы, свойственные для нашего ОПК в целом: низкая загрузка производственных мощностей, сложное финансовое состояние ряда предприятий, дублирование производства и т. д.

С целью повышения эффективности деятельности ОАО «Концерн ПВО "Алмаз-Антей"» в 2005 г. была принята программа реструктуризации, на основе которой ведется реформирование научной и производственной баз дочерних обществ и их инфраструктуры. Происходит слияние ряда предприятий, выстраивается новая схема их управления.

В настоящее время из многообразия подходов к управлению холдинговыми структурами можно выделить три: процессный подход (методология стандартов ИСО), система сбалансированных показателей — Balanced Scorecard (BSC) оценки эффективности и гибкое производство (Lean production). Согласно методологии ИСО компания должна последовательно применять эти подходы. Можно сказать, что это стадии освоения процессного подхода. Именно поэтому, следуя мировому опыту управления промышленными корпорациями, в ОАО «Концерн ПВО "Алмаз-Антей"» осуществляется переход на полнофункциональную модель процессного подхода к управлению компанией в сочетании с моделью управления проектами и крупными контрактами.

К примеру, в ОАО «Приборный завод "Тензор"» в результате внедрения процессной модели управления (по методологии стандартов ИСО 9001) удалось с 1999 по 2004 г. в 5 раз повысить объем производства при фиксированной численности сотрудников. Рост происходил постепенно, без скачков, в результате сложилась эволюционная модель наращивания объемов производства и реализации продукции [2, 3]. Этот опыт может и должен быть использован другими предприятиями ОПК.

Для ОАО «Концерн ПВО "Алмаз-Антей"» следующим закономерным этапом совершенствования системы управления будет использование современных инструментов разработки и реализации корпоративных стратегий. Процесс реструктуризации будет сопровождаться внедрением системы сбалансированных показателей, детализации миссии и общей стратегии Концерна в систему четко поставленных целей и задач с формированием показателей, определяющих степень их достижения, в рамках четырех основных составляющих стратегии [4]. Уже сейчас ведутся разработки методов анализа деятельности и выявление наиболее значительных показателей, которые могли бы служить индикаторами процесса реализации стратегий концерна [5].

Согласно миссии ОАО «Концерн ПВО "Алмаз-Антей"» цель его существования — *удовлетворение потребностей государства в создании вооружений и военной техники в области противовоздушной и противоракетной обороны, обеспечивающей необходимый уровень обороноспособности страны* [5]. Таким образом, в отличие от коммерческих организаций, которые ориентированы на реализацию собственной стратегии, концерны должны, безусловно, учитывать позицию государства в своей деятельности. Концерны, ориентируясь на свою миссию, должны разработать структуру сбалансированных показателей, ориентированных на безусловное повышение значения их миссии и роли заказчика и уменьшение влияния финансовых показателей.

Для стратегического управления концернами характерны: отличие функций управления концерном от функций управления предприятием; превалирование прогноза в планировании деятельности; высокий уровень взаимодействия с органами государственной власти; участие концерна в формировании государственных программ.

Для концерна, ориентированного на получение максимальной прибыли, но при безусловном выполнении ГОЗ схема BSC показана на рис. 1. Как видим, в центре BSC находятся миссия концерна и стратегия ее реализации, а на первом плане — клиентская составляющая.

Миссия предприятия ОПК *предполагает* бóльшую *ориентацию на создание ценности для клиентов* организации, а не для лиц, заинтересованных в ее финансовом успехе (акционеров). В данном случае ценность формируется как баланс предполагаемого продукта (тактико-технических характеристик, качества, цены, времени на изготовление, сервиса, имиджа страны, производителя). Баланс может иметь три основных варианта: *операционная эффективность* — создание лучшего соотношения цена/качество спецпродукции; *лидерство по продукции* — это одна из сложнейших стратегий, требующая кроме точного знания тенденций развития рынка проведения мощных НИОКР и соответствующего кадрового ресурса; *близость к клиенту* — весьма перспективное направление, но, скорее, для гражданской продукции предприятий ОПК. Схема предложения ценности клиенту представлена на рис. 2. Следует помнить, что на рынке предприятия ОПК продают заказ-

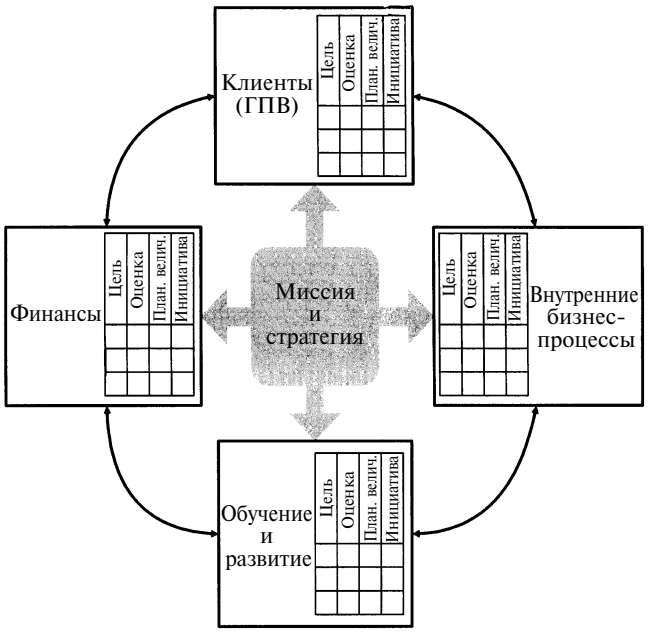


Рис. 1. Схема системы Balanced Scorecard для оборонных компаний

Предложение ценности клиенту				
Цена	Время/удобство покупки	Сервис	Управление отношениями с клиентами	Имидж
Качество	Выбор/функциональность			

Рис. 2. Схема предложения ценности клиенту

чикам, по сути, боевую эффективность. Тем не менее финансовые параметры играют важную роль в общей структуре. В BSC для оборонных организаций их лучше всего рассматривать либо как движущие силы успеха в обслуживании заказчиков, либо как ограничения, в рамках которых должна работать организация. С финансовой точки зрения это говорит о том, что предприятия должны работать с таким финансовым результатом, чтобы иметь возможность не только произвести по требованию заказчика всю имеющуюся номенклатуру изделий, но и разрабатывать новую продукцию в нормальном режиме. Схема финансовой составляющей показана на рис. 3.

На следующем уровне системы управления для предприятий ОПК прописываются бизнес-процессы, которые, с одной стороны, должны быть выстроены таким образом, чтобы обеспечить максимальное предоставление ценности для клиентов с минимально возможными издержками для предприятия (впрочем, это можно сказать и о коммерческом предприятии). С другой стороны, специфика предприятий ОПК состоит в том, что в связи с длительным жизненным циклом изделий на предприятии может соседствовать передовая технология для современных изделий и устаревшая для изделий, снятых с производства много лет назад, но все еще находящихся в эксплуатации.

Нельзя не отметить и то обстоятельство, что бизнес-процессы эффективно настраиваются лишь при наличии стратегии развития предприятия, а здесь у российских предприятий больше проблем, чем эффективных решений.

Последняя составляющая сбалансированной системы показателей эффективности определяет инфраструктуру, которую необходимо иметь, чтобы обеспечить долговременные рост и совершенствование. Эти цели формулируются в составляющей BSC, которая называется обучение и развитие персонала. Стратегическая цель этой составляющей — подготовка квалифицированного персонала. Здесь можно отметить три традиционные для оборонных предприятий цели: 1) повышение производительности труда; 2) омоложение кадрового состава; 3) повышение квалификации персонала (переобучение).

Определение и документирование причинно-следственных связей между отдельными стратегическими целями является одним из этапов разработки сбалансированной системы показателей. Устанавливаемые причинно-следственные связи отражают наличие зависимостей между отдельными целями. В ходе такой работы неявные представления менеджеров о наличии причинно-следственных связей между отдельными целями становятся явными.

Стратегическая карта (рис. 4 [6]) описывает стратегию в виде набора стратегических целей и причинно-следственных связей между ними. Расположение составляющих карты неслучайно: клиентские цели идут до финансовой составляющей; факторы финансовой составляющей являются результатами факторов составляющей внутренних бизнес-процессов, а те, в свою очередь, — результатами факторов составляющей обучения и роста. Налицо причинно-следственная связь составляющих. Следовательно, раскрытие стратегических целей на плоскости четырех составляющих превращает данный набор целей в упорядоченную совокупность, а именно в совокупность целей, связанных причинно-следственными отношениями. Следует помнить, что стратегическая карта помогает сотрудникам понять стратегию компании и то, как взаимосвязаны между собой различные стратегические цели. Очень важно, что стратегические карты точно объясняют каждому сотруднику, как его индивидуальные цели, проекты и достижения содействуют реализации общей стратегии и ее целей и в конечном счете успеху всей организации.

Следующим этапом является разработка мероприятий, необходимых для достижения стратегических целей, определение бюджетов, сроков и ответственных за реализацию мероприятий: разработка BSC завершается выработкой мероприятий, реализация которых необходима для достижения поставленных стратегических целей. Для разработанных мероприятий, как правило, определяются бюджет, сроки выполнения и ответственное

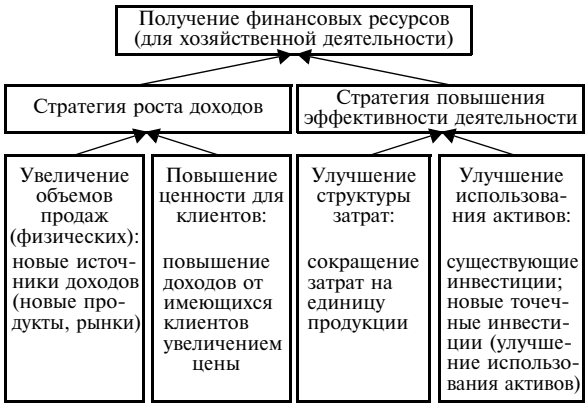


Рис. 3. Схема финансовой составляющей

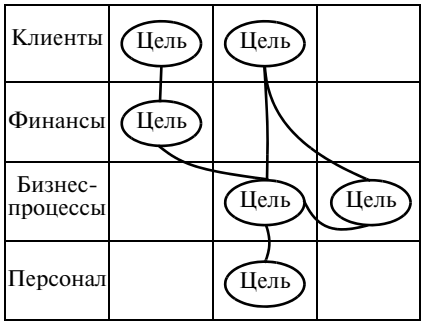


Рис. 4. Примерный вид стратегической карты

лицо, тем самым модель Balanced Scorecard прокладывает "мостик" из стратегического планирования в планирование оперативное. Информацию можно представлять в таком виде:

Стратегические цели	Показатели	Задача	Программа действий	Ответственный	Бюджет	График

Разработка BSC корпоративного уровня является первым шагом к созданию основного набора инструментов стратегического управления. Дальнейшая работа может вестись в трех направлениях:

1. Декомпозиция стратегических целей/показателей компании и "каскадирование" BSC на более низкие организационные уровни.

2. Определение целевых значений КПР и разработка стратегических инициатив.

3. Стратегическое распределение ресурсов (стратегический бюджет).

Дополнительные возможности использования BSC состоят в так называемом каскадировании — разбиении системы показателей компании как бизнеса в целом на системы показателей для отдельных подразделений. Для ОАО «Концерн ПВО "Алмаз-Антей"» возможна разработка BSC [7] для дочерних предприятий или направлений деятельности, показанная на рис. 5.

Одной из наиболее трудных задач при реализации проекта построения сбалансированной системы показателей является задача сбора и контроля информации. Вопросы касаются того, какие данные следует искать, как их нужно интепретировать и представлять, чтобы сделать максимально полезными для управления. Решение проблемы лежит в плоскости определения стратегических приоритетов Концерна.

Одни параметры (скорее всего те, за которыми будут наблюдать на нижнем уровне организации и на отдельных этапах бизнес-процессов) приходится контролировать очень часто — иногда каждую смену или рабочий день, другие — следует собирать и распространять с меньшей периодичностью, например, еженедельно или даже ежемесячно. На самом высоком уровне компании более агрегированные показатели могут измеряться еще реже. Информацию, связанную с рынками сбыта, заказчиками и особенно конкурентами, получить довольно трудно. Поэтому ее сбор и передача занимают продолжительные периоды времени. И наоборот, сведения о внутренних операциях компании легче получить и, следовательно, проще передать. Для получения необходимой и достоверной информации желательно с самого начала проекта построить в компании систему управленческого учета, которая была бы ориентирована на достижение сбалансированной системы показателей. К сожалению, проект внедрения управленческого учета занимает много времени и для полной реализации потребует внедрения ERP-системы.

В заключение можно указать на то, что преобразования, происходящие сейчас в ОАО «Концерн ПВО "Алмаз-Антей"», позволят оптимизировать бизнес-процессы и повысить эффективность его деятельности. Использование BSC для декомпозиции миссии и общей стратегии Концерна позволит ставить цели для каждой структурной единицы, входящей в Концерн, контролировать их достижения в текущем режиме, иметь схему для перевода общей стратегии компании в термины операционного процесса, благодаря наличию первичных данных иметь точную и разностороннюю информацию для принятия тактических решений, информиро-

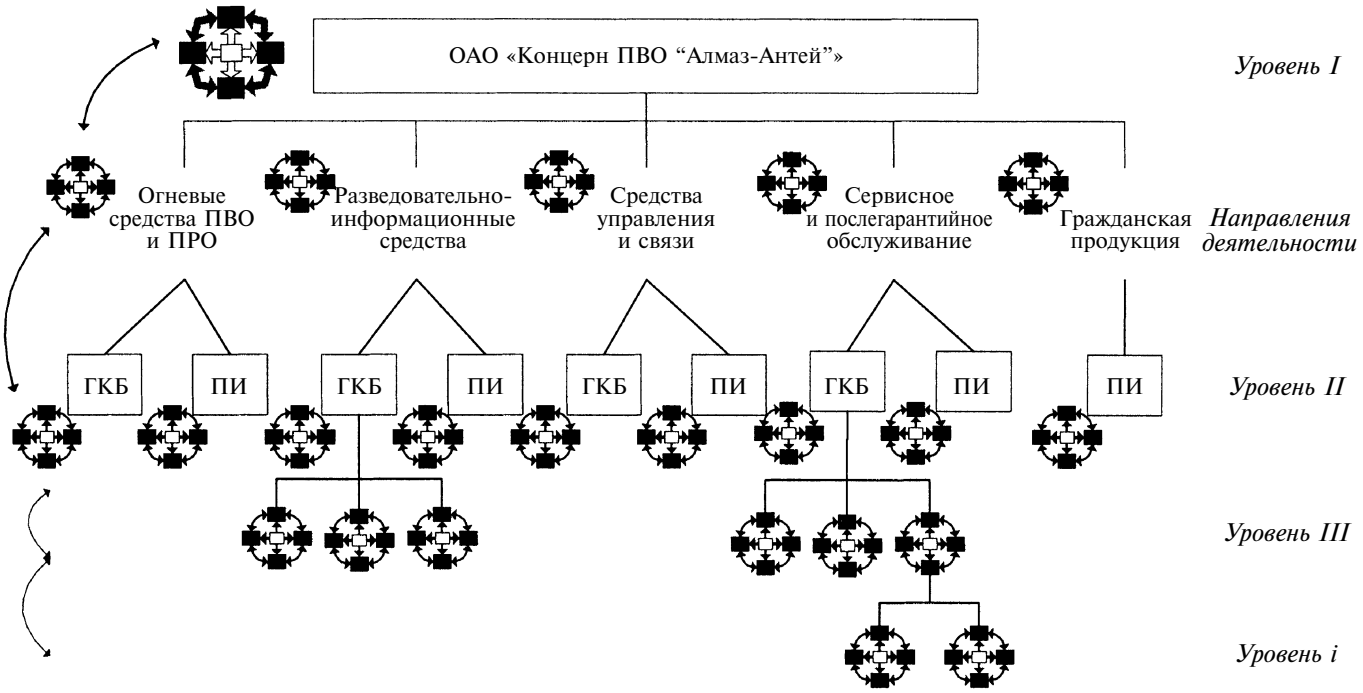


Рис. 5. Схема каскадирования BSC применительно к ОАО «Концерн ПВО "Алмаз-Антей"»:
ГКБ — головное конструкторское бюро; ПИ — предприятия-изготовители

УДК 629.114.4.01.004.12

В. Н. КОНОПЛЕВ, канд. техн. наук (МГИУ)

Методология формирования заданного уровня качества грузовых автотранспортных средств по энергетическим показателям на стадии проектирования

Формирование энергетических свойств, относящихся к группе функциональных потенциальных свойств новых или модернизируемых конструкций грузовых автотранспортных средств (ГАТС) осуществляется при проектировании на основе использования теоретических и экспериментально-расчетных методов (рис. 1) [1, 2].

Проектирование ГАТС, работающих на топливах различных видов (в том числе и на газомоторных), с высокими техническими показателями при эксплуатации можно обеспечить на основе научно-прикладных исследований, выполняемых на каждом этапе проектирования с целью количественного обоснования принимаемых решений. Основу таких исследований составляют математические методы. Совершенствование методов расчета энергетических свойств ГАТС на стадии проектирования осуществляется по двум направлениям:

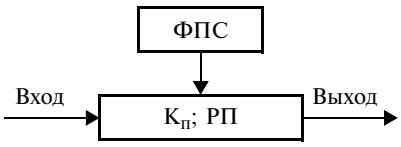


Рис. 1. Формализованная схема зависимости выходных свойств автотранспортных средств и его элементов:
ФПС — функциональные потенциальные свойства; $K_п$ — конструктивные параметры функциональных потенциальных свойств; РП — рабочие процессы

детализация математического описания разными авторами системы "автомобиль" на основе уравнения движения;

применение математического аппарата статистики в моделировании сложной системы "автомобиль — водитель — дорога — окружающая среда — производство" (А—В—Д—ОС—Пр).

Последнее позволяет обеспечить управление качеством как производства, так и проектирования ГАТС на основе использования методов проектной эффективности [2]. В свою очередь, проектная эффективность опирается на теорию решений, использование которой возможно при исчерпывающей информации об энергопотреблении ГАТС [3, 4], а измерение показателя энергопотребления является величиной случайной. Поэтому задача определения при установленном ограничении численного значения показателя энергопотребления, соответствующего принятому проценту готовой серийной продукции, решается на основании использования процедуры проверки статистических гипотез "Н" [3]. Графически это выглядит следующим образом: по оси абсцисс откладывается среднее значение показателя μ (в данном случае это показатель энергопотребления Q_{S60}, определяющий гипотезу "Н"), а мощность критерия $(1 - p)$ или объем выпуска серийных ГАТС откладывается по оси ординат.

В качестве примера построим кривую мощности критерия энергопотребления для автомобилей ЗИЛ-431410 и определим, какое среднее значение этого критерия должна обеспечить их конструкция, чтобы рекомендациям по энергопотреблению отвечали 95 % выпускаемых автомобилей.

Исходные данные:

1) автомобили ЗИЛ-431410 (шины МИ-151) имеют нормальное распределение критерия энергопотребления [среднее арифметическое значение критерия энергопотребления (при движении ГАТС с постоянной скоростью 60 км/ч) Q_{S60} = = 985,7 МДж/100 км; среднее квадратическое отклонение S = = 57,5 МДж/100 км];

2) рекомендуемое энергопотребление A = 831,0 МДж/100 км.

Для построения графика рассчитаем значения вероятности Pr для следующих значений μ_i:

$$\Pr\,[X < 831{,}0|\mu = 972{,}4];$$
$$\Pr\,[X < 831{,}0|\mu = 928{,}2];$$
$$\Pr\,[X < 831{,}0|\mu = 884{,}0];$$
$$\Pr\,[X < 831{,}0|\mu = 839{,}8];$$
$$\Pr\,[X < 831{,}0|\mu = 795{,}6];$$
$$\Pr\,[X < 831{,}0|\mu = 751{,}4];$$
$$\Pr\,[X < 831{,}0|\mu = 707{,}2].$$

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 79)

вать нижестоящие единицы об их вкладе в достижение общей стратегии Концерна, построить эффективную систему мотивации персонала.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Мовсесян А. Г.** Интеграция банковского и промышленного капитала: современные мировые тенденции и проблемы развития в России. М.: Финансы и статистика, 1997. 444 с.

2. **Барсуков И.** Стратегия реформирования ВПК-компании при переходе от линейно-функциональной модели управления к матрично-процессной // Компас промышленной реструктуризации. 2005. № 2. (http://compass-r.ru).

3. **Материалы** сайта ОАО «Приборный завод "Тензор"». http:// www.tenzor.net.

4. **Каплан Р., Нортон Д.** Сбалансированная система показателей. От стратегии к действию. М.: ЗАО "Олимп-бизнес", 2003. 320 с

5. **Меньшиков В. В., Козлов Г. В., Ерошин С. Е.** Оценка эффективности деятельности предприятий оборонного концерна // Электронная промышленность. 2005. № 3. С. 66—73.

6. **Толкач В.** Balanced Scorecard — взгляд в будущее (http:// intalev.ru).

7. **Материалы** сайта ОАО «Концерн ПВО "Алмаз-Антей"». http://www.almaz-antey.ru.

Нормируя данные и используя таблицу из работы [3], получим значения вероятностей Pr соответственно 0,01; 0,05; 0,18; 0,44; 0,73; 0,92; 0,98. Эти результаты графически представлены на рис. 2 для всех значений μ_i. По графику находим среднее значение критерия энергопотребления 733,4 МДж/100 км, при котором у 95 % выпускаемых ГАТС критерий энергопотребления (Q_{S60}) не будет превышать установленной нормы 831,0 МДж/100 км.

Проведенное исследование неоднородности серийной продукции показало, что достаточным условием ее оценки является среднее квадратическое отклонение показателя, характеризующего ее свойство (в данном случае это энергопотребление). Важным требованием к оценке фактора неоднородности серийной продукции является возможность ее применения как к грузовым автомобилям, так и к автопоездам (оценка фактора должна обладать свойством всеобщности). Для получения такой оценки фактора неоднородности продукции было проведено точечное оценивание удельных значений критерия энергопотребления ГАТС [1].

В таблице приведены статистические оценки удельных значений показателя энергопотребления.

Далее проверяется гипотеза "Но" о равенстве дисперсий:

$$\sigma_1^2 = \sigma_2^2 = \ldots = \sigma_k^2 = \sigma^2;$$

$$X^{2*} = \frac{1}{1 + \frac{\sum_i^n (1/\nu) - 1/\nu}{3(k+1)} \left[\nu \ln S_p^2 - \sum_i^n \nu_i \ln S_i^2\right]},$$

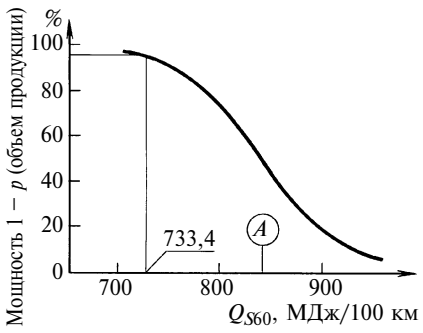


Рис. 2. Функция нормального распределения критерия энергопотребления для ГАТС ЗИЛ-431410:
A — установленное ограничение

Статистические оценки удельного показателя энергопотребления Q_{S60}/G_a, МДж/(100 км · т)

Номер п/п	Модель автомобиля, автопоезда	Среднее значение $\bar{X}$	Среднеквадратическое отклонение S	Объем n выборки по модели
1	ЗИЛ-431410 (шины МИ-151)	90,8	4,91	11
2	ЗИЛ-ММЗ-4501 (самосвал, шины МИ-151)	98,5	5,08	9
3	ЗИЛ-431410 (шины И-Н142Б)	82,9	5,79	14
4	КамАЗ-5320	53,8	3,74	20
5	КамАЗ-5510	49,3	3,36	10
6	МАЗ-5335	58,9	5,06	14
7	КамАЗ-5320 + ГКБ-8350	39,4	2,47	24
8	ЗИЛ-431410 + ГКБ-817 (шины МИ-151)	66,2	3,80	13
9	ЗИЛ-431410 + ГКБ-817 (шины И-Н142Б)	59,1	3,03	12
10	МАЗ-5335 + МАЗ-8926	43,4	3,66	10
11	КамАЗ-5410 + ОДАЗ-9770	43,2	3,06	12

Примечание. G_a — полная масса ГАТС.

где S_i^2 и $\nu_i = n - 1$ — соответственно дисперсия и число степеней свободы, относящиеся к i-й выборке, а

$$S_p^2 = \nu^{-1} \sum_i^n \nu_i S_i^2; \quad \nu = \sum_i \nu_i.$$

Для уровня значимости $\alpha = 0{,}05$ гипотеза о равенстве дисперсий была принята, так как величина расчетного критерия Бартлета X^{2*} не превышала табличного значения $X^2_{\nu;\,0,95}$ для удельного критерия Q_{S60}/G_a топливной экономичности $X^{2*}_{122} = 65{,}8 < X^2_{122;\,0,95} = 149$.

Последнее дало основание для вычисления среднего взвешенного квадратического отклонения по формуле

$$\bar{S} = \left(\sum_{i=1}^n \nu_i S_i^2\right)\left(\sum_{i=1}^n \nu_i\right)^{-1},$$

т. е. позволило получить удельную оценку фактора неоднородности продукции по критерию энергопотребления — 4,02 МДж/(100 км · т).

Для получения абсолютной оценки фактора неоднородности при проектировании ГАТС серийного производства достаточно удельную оценку умножить на полную массу ГАТС.

Таким образом, использование статистического аппарата (исследовательской базы данных измерений энергопотребления АТС) априори позволяет:

1) определить процент готовой продукции, соответствующей установленным нормативам, в том числе и по энергопотреблению ГАТС: наибольший процент (84 %) составили автомобили ЗИЛ-431410, энергопотребление которых не превысило 932,6 МДж/100 км, наименьший (23 %) — автомобили МАЗ-5335, энергопотребление которых не превысило 828,8 МДж/100 км [1];

2) сформировать основы методологии проектной эффективности при разработке ГАТС, работающих как на жидких нефтяных, так и на газомоторных топливах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Коноплев В. Н.** Формирование топливно-скоростных качеств грузовых автотранспортных средств серийного производства, работающих на газомоторных топливах, на стадии проектирования с использованием статистических методов. М.: РНЦ "Курчатовский институт", 2006. 147 с.
2. **Ильичев А. В., Волков В. Д.** Эффективность проектируемых элементов сложных систем: Учеб. пособие. М.: Высшая школа. 1982. 280 с.
3. **Джонсон Н., Лион Ф.** Статистика и планирование эксперимента в технике и науке: Методы обработки данных: Пер. с англ. М.: Мир, 1960. 614 с.
4. **Пустыльник Е. И.** Статистические методы анализа и обработки наблюдений. М.: Наука, 1968. 288 с.

УДК 621.914.28-621.9.01

Б. Д. ДАНИЛЕНКО, канд. техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Выбор режима резания для дисковых фрез, оснащенных зубчатыми сегментами из быстрорежущей стали

Для расчета режима резания дисковой отрезной фрезы необходимо знать ее основные параметры: диаметр D, ширину B, число z и шаг p режущих зубьев.

При определении необходимого типоразмера фрезы для выполнения конкретных разрезных операций ее параметры выбирают в такой последовательности.

Исходя из размера сечения разрезаемой заготовки, предварительно определяют диаметр фрезы по формуле $D = 4t^{0,95}$, мм, где t — размер сечения заготовки (для круглого сечения $t = d_{заг}$, для квадратного — стороне квадрата). Окончательно диаметр фрезы выбирают по ближайшему большему значению из стандартного ряда диаметров пил по ГОСТ 4047 (табл. 1).

Необходимый шаг P зубьев фрезы предварительно определяют по формуле:

$P = 0,81t^{0,64}$, мм — при обработке сталей и чугунов;

$P = 1,16t^{0,64}$, мм — при обработке цветных металлов.

Число зубьев z_c на сегменте предварительно рассчитывают по формуле $z = 104,5/P$, а окончательно принимают ближайшее значение из стандартного ряда чисел зубьев на сегменте: 4,6 или 8.

Общее число зубьев фрезы $z = n_c z_c$, где n_c — число сегментов (см. табл. 1).

Окончательно шаг режущих зубьев фрезы определяют как $P = \pi D/z$, мм.

При известных параметрах дисковой фрезы можно рассчитать рекомендуемые режимы резания.

Подачу на зуб S_z определяют по формуле

$$S_z = C_S B^{0,08} P^2 K_1 K_2 / t^{X_S}, \text{ мм/зуб.}$$

Значения коэффициента C_S и показателя степени X_S приведены ниже:

	C_S	X_S
Конструкционные стали	0,12	1,23
Коррозионно-стойкие стали	0,14	1,48
Чугуны и медные сплавы	0,22	1,38
Алюминиевые сплавы	0,15	1,44

Поправочный коэффициент K_1, характеризующий твердость обрабатываемого материала, для конструкционной стали равен $210/HB$, для коррозионно-стойкой стали — $64,6/\sigma_в^{0,65}$; для чугуна — $230/HB$; для цветных металлов — 1,0.

Поправочный коэффициент K_2, характеризующий число зубьев в сегменте, равен 1,3 при $z_c = 4$; 1,0 при $z_c = 6$ и 0,8 при $z_c = 8$.

Скорость резания определяют по формуле

$$v = \frac{C_v D^{q_v} K_3 K_4 K_м}{T^{0,2} S_z^{Y_v} t^{X_v} B^{U_v} Z^{0,1}}, \text{ м/мин,} \quad (1)$$

где T — нормативная стойкость фрезы, мин (при обработке конструкционных сталей, чугунов и медных сплавов $T = 1000$, коррозионно-стойких сталей $T = 500$ и алюминиевых сплавов $T = 2000$ мин).

Значения коэффициента C_v и показателей степени приведены в табл. 2.

Поправочный коэффициент K_3, характеризующий твердость обрабатываемого материала, для конструкционных сталей равен $1410/HB^{1,36}$, для серого чугуна —

Таблица 1

Диаметр D фрезы, м	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000
Число сегментов n_c	14	14	18	18	20	24	30	36	36	44
Толщина фрезы B, мм	5	5	6	6	6,5	7	8	9	12,5	14,5

Таблица 2

Обрабатываемый материал	C_v	q_v	Y_v	X_v	U_v
Конструкционные стали	95	0,25	0,2	0,3	0,2
Коррозионно-стойкие стали	72	0,25	0,2	0,3	0,2
Серый чугун	58	0,20	0,4	0,5	0,2
Ковкие и высокопрочные чугуны	133	0,25	0,2	0,3	0,2
Алюминиевые сплавы	1920	0,35	0,2	0,3	0,1
Медные сплавы	200	0,25	0,2	0,3	0,2

Таблица 3

Обрабатываемый материал	$K_м$
Углеродистые стали	1,0
Хромистые, хромоникелевые, хромованадиевые стали	0,8
Прочие среднелегированные стали, углеродистые инструментальные стали	0,7
Легированные инструментальные стали	0,6
Быстрорежущие стали	0,5
Чугуны	1,0
Коррозионно-стойкие стали:	
20Х13	1,3
12Х18Н10Т	1,0
12Х21М5Т	0,85
Цветные металлы	1,0

$993/HB^{1,27}$; для коррозионно-стойкой стали и цветных металлов — 1,0.

Поправочный коэффициент K_4, характеризующий состояние обрабатываемой поверхности, равен: при работе по корке по сталям — 0,8, по чугунам — 0,7, по цветным металлам — 0,9; при работе без корки — 1,0.

Поправочный коэффициент $K_м$, характеризующий марку обрабатываемого материала, приведен в табл. 3.

Частота вращения шпинделя $n = 1000v/\pi D$, об/мин. При ступенчатом регулировании величину n рекомендуется уточнять в меньшую сторону. Скорость подачи $v_S = S_z zn$, мм/мин. При ступенчатом регулировании величину v_S рекомендуется уточнять в большую сторону.

Вычисленные значения параметров режима резания следует рассматривать как приближенные: они могут уточняться на основе анализа результатов пробных проходов.

УДК 62-762.89

А. Ф. ЗАЙЧИКОВ, канд. техн. наук (Москва)

Особенности конструкции подвижных уплотнений газовых полостей цилиндров

Молекулы газов значительно меньше молекул жидкостей и легко проникают даже через мельчайшие зазоры уплотнений. Поэтому обычные резиновые кольца недостаточно надежны и практически неприемлемы в качестве подвижных уплотнений газовых полостей[1]. С целью обеспечения надежного уплотнения газовой полости необходимо размещать жидкость между газом и уплотнением или внутри уплотнительного устройства. Первый вариант применяют в тех случаях, когда газ расположен выше уплотнения, в остальных случаях лучше использовать второй вариант, так называемое некомпенсированное уплотнительное устройство. Так, для уплотнения штоков применяют устройство с мультипликатором, состоящим из двух кольцевых поршней *1* и *2* с расположенными в них уплотнительными кольцами (рис. 1). В полости *3* находится газ. Полости *5* и *6* заполняются смазочным материалом через масленку *4*. Наличие смазочного материала в этих полостях контролируется по выступанию поршня *1* из корпуса. Давление газа, действующего на торец поршня *1*, уравновешивается давлением смазочного материала в полости *5*, действующим на меньшей площади. Поэтому давление смазочного материала на уплотнительные кольца больше давления газа, т. е. фактически происходит уплотнение смазочного материала в результате его проникновения в газ, а не наоборот.

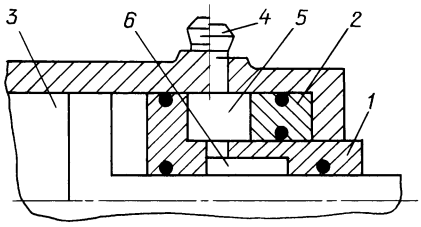


Рис. 1

Уплотнение подвижного поршня *1*, разделяющего полости *2* и *3* соответственно с жидкостью и газом (рис. 2), может быть осуществлено аналогичным устройством с мультипликатором в виде ступенчатого поршня *4*, расположенного в поршне *1* (см. сноску[1]). Для обеспечения автоматического заполнения полостей *5* между ними и *6* между уплотнительными кольцами поршня *1*, целесообразно соединить их с полостью *2* с жидкостью через обратный клапан *7*, свободно пропускающий жидкость в полости *5* и *6* и запирающий ее там. Когда давление в полости *3* равно или больше, чем в полости *2*, в полостях *1* с жидкостью создается большее давление, и она надежно уплотняется кольцами. При повышении давления жидкость в полости *2* вследствие большей инерции поршня *1* по сравнению с поршнем *4* сначала подпитывает полости *5* и *6*, смещая поршень *4*, а уж потом перемещает поршень *1*. Однако для этого необходимо, чтобы ускорение

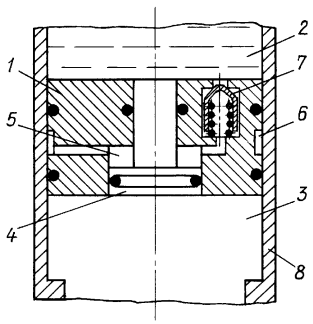


Рис. 2

[1] **Башта Т. М.** Расчеты и конструкции самолетных гидравлических устройств. М.: Оборонгиз, 1961. С. 302, 303.

a_4 поршня *4* превышало ускорение a_1 поршня *1*, т. е. $a_4 > a_1$:

$$a_4 = \Delta P F_4/m_4;\ a_1 = \Delta P F_1/m_1, \quad (1)$$

где ΔP — перепад давления между жидкостью в полости *2* и газом; F и m — площадь и масса соответствующего поршня.

При практически одинаковых длинах поршней отношение их масс к площадям пропорционально их плотностям, а поэтому отношение ускорений поршней обратно пропорционально этим плотностям. Таким образом, для выполнения условия (1) необходимо поршень *4* изготовлять из более легкого металла, чем поршень *1*.

Начальное заполнение полостей уплотнительного устройства поршня *1* жидкостью может производиться при заполнении полости *2* жидкостью под давлением, бóльшим давления газа, когда поршень *1* находится на упоре цилиндра *8*. В этом случае жидкость через клапан *7* полностью заполняет полости *5* и *6*, перемещая поршень *4* до упора.

Рассмотренные устройства позволяют обеспечить надежное подвижное уплотнение газовых полостей путем применения жидкости в качестве промежуточной уплотняемой среды.

УДК 65.012:629.11.014.53

Г. Н. РЕЙЗИНА, д-р техн. наук, Т. Н. МИКУЛИК (БНТУ, г. Минск);
А. И. БОБРОВНИК, д-р техн. наук, С. А. ШАМЕТЬКО (МТЗ, г. Минск)

Планирование эксперимента при исследовании вибронагруженности сиденья водителя

Математические методы планирования экспериментов все шире применяются при исследованиях. Это позволяет повысить их целенаправленность и эффективность, а также сократить число натурных экспериментов.

При поиске новых конструктивных решений, связанных с оценкой вибронагруженности рабочего места водителя с целью нормализации условий труда, предлагается использовать математический метод планирования эксперимента, который позволяет детально рассмотреть ряд взаимосвязанных факторов для получения оптимальных результатов. Наряду с возможностью математического описания вибронагруженности системы подрессоривания сиденья водителя и решения задач оптимизации данный метод имеет ряд преимуществ перед традиционно практикуемыми методами исследования. Проведение комплекса однофакторных экспериментов не позволяет в полной мере оценить степень взаимного влияния нескольких факторов [1, 2] и не обеспечивает получение оптимальных результатов.

При исследованиях вибронагруженности рабочего места водителя определяли влияние таких факторов, как масса m подвижной части сиденья, жесткость c системы, коэффициент η демпфирования, внешнее возмущение q на уровень вертикальных колебаний сиденья (табл. 1), т. е. функция $y = F(m, c, \eta, q)$. Данная функция является поверхностью отклика, где каждому сочетанию аргументов соответствует одно вполне определенное максимальное значение функции. Все многообразие сочетаний аргументов и определяет поверхность отклика, которая может быть представлена полиномом регрессии (уравнение гиперплоскости):

$$y = b_0 + b_1 m + b_2 c + b_3\eta + b_4 q + b_{12} mc + b_{13} m\eta + b_{23} c\eta + b_{24} cq + b_{34}\eta q. \quad (1)$$

Для упрощения был сделан переход от натуральных переменных (m, c, η, q) к кодовым (x_1, x_2, x_3, x_4).

Тогда полином регрессии принял вид:

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_4 x_4 + b_{12} x_1 x_2 + b_{13} x_1 x_3 + b_{23} x_2 x_3 + b_{24} x_2 x_4 + b_{34} x_3 x_4. \quad (2)$$

Планирование эксперимента проводилось на двух уровнях (верхнем и нижнем), поэтому кодовые переменные имеют два значения: плюс для верхнего уровня и минус для нижнего (табл. 2).

Таблица 1

Рабочая матрица

Интервал варьирования и уровень факторов	m, кг	c, Н/м	η	q, м/с^2	Ускорение на сиденье, м/с^2
Нулевой уровень	65	3398	0,45	2,05	1,12
Интервал варьирования	15	32	0,15	0,15	0,12
Нижний уровень "–"	50	3366	0,3	1,9	1
Верхний уровень "+"	80	3430	0,6	2,2	1,24

Таблица 2

План эксперимента

Номер опыта	Кодовые переменные				
	x_1	x_2	x_3	x_4	y
1	–	–	–	–	1,05
2	+	–	–	+	1,10
3	–	+	–	+	1,12
4	+	+	–	–	1,22
5	–	–	+	+	1,18
6	+	–	+	–	1,20
7	–	+	–	+	1,25
8	+	+	–	–	1,24

Коэффициенты регрессии имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} b_0 &= \frac{1}{8}\sum_{k=1}^{8} y_k; \\ b_i &= \frac{1}{8}\sum_{k=1}^{8} x_i y_k; \\ b_{ij} &= \frac{1}{8}\sum_{k=1}^{8} x_{ik} x_{jk} y_k, \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

где k — номер опыта; i, j — номера переменных.

Согласно формулам (1) и (2) решалось уравнение гиперплоскости. Совместные оценки определялись коэффициентами b_{ij}, которые позволили оценить линейные эффекты совместно с эффектами взаимодействия.

План эксперимента, представленный полурепликой полного факторного эксперимента 2^4, задается матрицей, обладающей следующими свойствами:

скалярное произведение любых двух векторов-столбцов равно 0;

сумма элементов каждого столбца равна 0;

сумма квадратов элементов каждого столбца равна числу опытов.

Грубые ошибки исключались критерием Стьюдента, адекватность модели подтверждалась с помощью критерия Фишера. С целью исключения влияния систематических ошибок, вызванных внешними условиями, опыты рандомизировались во времени с использованием таблицы случайных чисел.

Адекватность модели и значимость коэффициентов позволили провести анализ полученного уравнения гиперплоскости, найти экстремальное значение функции по оптимальному направлению (по градиенту).

В стационарной области (в кодовых переменных) математическая модель (поверхность отклика) колебаний системы подрессоривания сиденья водителя имеет вид:

$$y = -1{,}437 + 0{,}0013x_1 - 0{,}0012x_2 + 0{,}316x_3 - 0{,}133x_4 - \\ - 0{,}001x_1x_2 + 0{,}0288x_1x_3 - 0{,}00314x_2x_3 - 0{,}002x_2x_4 - \\ - 0{,}1267x_3x_4. \qquad (4)$$

Значения коэффициентов рассчитывались по формулам (3). Для определения оптимальных значений решалась классическая задача минимализации функции y определения значений переменных факторов x_i, удовлетворяющих равенству $\sigma_{yj}/\sigma_{xi} = 0$. С учетом граничных условий $y \leqslant 1{,}93q$ при фиксировании масс были рекомендованы оптимальные значения коэффициентов демпфирования $0{,}28 > \eta_i > 0{,}32$, обеспечивающие виброизоляцию сиденья водителя со среднеквадратическим ускорением $\sigma_y \leqslant 0{,}72q$ (вероятность $P = 0{,}95$).

Анализ уравнения (4) показал, что колебания происходят по кривым поверхности однополостного гиперболоида, смещенного относительно координатных осей. Этот вывод является необходимым условием введения гасящих элементов подрессоривания кабины (вторичное подрессоривание) в виде кольцевых демпферов.

Таким образом, применение метода экстремального планирования виброзащитной системы сиденья трактора позволило сократить объем экспериментальных работ, получить достаточную информацию и повысить точность результатов. В ходе исследования были определены параметры виброзащитной системы, обеспечивающие снижение среднеквадратических ускорений, действующих на водителя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В.** Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М.: Наука, 1976.

2. **Статистические** методы в проектировании нелинейных систем автоматического управления/Под ред. В. Г. Доступова. М.: Машиностроение, 1970.

ЗЛАТОУСТОВСКИЙ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЙ ЗАВОД

ТОРГОВЫЙ ДОМ ЭСТАР
ЭЛЕКТРОСТАЛЬ РОССИИ

Производство проката из любых марок стали и сплавов: жаропрочных, нержавеющих, быстрорежущих, инструментальных, подшипниковых, конструкционных, углеродистых.

КРУГ	1—280 мм (катаный, кованый, калиброванный, со специальной отделкой поверхности)
КВАДРАТ	5—300 мм (катаный, кованый, калиброванный)
ТРУБНАЯ ЗАГОТОВКА	80—200 мм
ШЕСТИГРАННИК	4—52 мм (катаный, калиброванный)
ПОЛОСА, ПРОВОЛОКА, СПЕЦИАЛЬНЫЕ ПРОФИЛИ	

МАЛОТОННАЖНЫЕ ЗАКАЗЫ, СБОРНЫЕ ВАГОНЫ.

Заключением договоров на поставку продукции занимается ООО «Торговый дом "ЭСТАР-Златоуст"».

Тел.: (3513) 69-67-44, 67-66-22, факс: (3513) 67-43-32, 67-68-66, 67-31-76.

E-mail: td@zmk.ru www.zmk.ru

Московский международный салон инноваций и инвестиций

В Москве, на территории ВВЦ с 5 по 8 февраля 2007 г. под таким названием проходил седьмой салон инвестиций и инноваций. На нем были представлены новейшие разработки, в том числе для предприятий машиностроения. Приведем краткое описание некоторых предложений разработчиков.

МЭЛФИЗ (г. Москва) показал специалистам свою новую разработку — *ручную ультразвуковую установку мод. МЭФ330* для сварки полимеров. Установка обеспечивает сварку жестких пластмасс, впрессовку металлических изделий в термопластичные материалы, развальцовку термопластичных заклепок, сварку синтетических нетканых материалов и др. Площадь рабочей зоны установки до 500 мм^2, ее коммутационная мощность 500 Вт, питающее напряжение 220 В, режим непрерывной работы 8 ч. Габаритные размеры генератора 135 × 190 × 90 мм, его масса 1,4 кг. По сравнению с традиционными методами при работе на установке есть возможность отказаться от вредных для человека органических растворителей. В результате технологического процесса фасонные детали на поверхностях соединений нагреваются и пластифицируются преимущественно без присадочного материала под воздействием ультразвука и давления. По словам разработчиков, установка по габаритным размерам и массе в 2—3 раза меньше зарубежных аналогов. Генератор выполнен на транзисторах и оснащен органами управления и индикации, защитой, системой регулирования и стабилизации амплитуды, автоматической подстройкой частоты и сетевым фильтром. Установка рекомендована к применению в автомобильной, авиационной, электронной, приборостроительной промышленностях и машиностроении.

ООО "НПЦ Электронмаш-Систем" (Москва) разработан *микропроцессорный сварочный инвертор ИНЭУМ-180*, работающий в непрерывном режиме (ПВ-100 %) при температуре 25 °С. При работе инвертора осуществляется цифровая индикация установки тока и технологических режимов, а также звуковая индикация аварийных режимов. Температурный режим эксплуатации — −40÷+40 °С. Напряжение входной сети 187÷242 В, сварочный ток 3÷180 А, диаметр электрода 1,5÷4 мм. Габаритные размеры инвертора 140 × 189 × 310 мм, масса 5,5 кг. Надежность инвертора достигнута за счет двукратного запаса по электрической мощности, наличия защиты от перегрева, короткого замыкания, перенапряжения входной сети, а также ступенчатой регулировки скорости работы вентилятора охлаждения. Инверторы могут быть объединены в локальную сеть с подключением к ЭВМ.

ЗАО НПК "НАКАЛ" (г. Солнечногорск, Московской обл.) предложил потребителям печи различного назначения (закалочные, отпускные, плавильные, тигельные, для обжига керамики, для прокалки литейных форм и др.). Приведем краткое описание некоторых.

Электропечь мод. ПШЗ 10.20/12И1 предназначена для закалки крупногабаритных и длинномерных деталей при температуре 1200 °С в условиях воздушной атмосферы. Печь имеет сварной каркас из металлических профилей и оснащена многослойной теплоизоляцией. Внутренняя изоляция выполнена из огнеупорного кирпича, наружная — из волокнистых материалов. В верхней части печи расположена крышка. Нагревательные элементы спирального типа установлены на керамических трубках вдоль стенок рабочей камеры с зазором от них, что обеспечивает свободное тепловое излучение в рабочую камеру. Для открывания крышки электропечь оборудована механизмом с гидравлическим приводом. Отличительной особенностью печи является круговой нагрев, точная цифровая установка параметров термообработки. Рабочая мощность печи 150 кВт, масса 3,6 т.

Печь мод. СШЦМ 6.6/9,5 для химико-термической обработки (цементации, нитроцементации и азотирования). Каркас печи металлический, футерованный многослойной теплоизоляцией. В печи размещена герметичная реторта из жаропрочной стали. Крышка печи поднимается гидроприводом. Печь укомплектована установкой контроля и регулирования печной атмосферы. Разработчики считают, что предлагаемая технология позволяет: исключить брак в микроструктуре цементованного слоя; получать диффузионное поле с заданной микроструктурой; ускорять процесс цементации до 0,17 мм/ч; уменьшать выделения сажи в печи. Установленная мощность печи 60 кВт, рабочая температура 950 °С. Высота печи 1900 мм, диаметр 2900 мм.

Отражательная печь мод. П0500М предназначена для плавки алюминия и его сплавов, поддержания металла в расплавленном состоянии и раздачи металла путем вычерпывания самотека через летку либо при наклоне печи с помощью гидропривода с дальнейшим разливом в изложницы. Печь имеет металлический силовой каркас, футерованный многослойной теплоизоляцией. Внутренняя поверхность ванны вместимостью 500 кг футерована кирпичом, высокостойким к алюминиевым расплавам. Печь мод. П0500М из-за своей небольшой вместимости может применяться для плавки чушек или лома. Печь укомплектована тиристорным блоком управления, позволяющим поддерживать температуру расплава с точностью +1 °С и датчиками температуры. Установленная мощность печи 80 кВт, ее габаритные размеры 3160 × 2260 × 2250 мм.

Государственный научный центр ВНИИМЕТМАШ (Москва) предложил потребителям *трайб-аппарат* для ввода алюминиевой или порошковой проволоки определенной длины в расплавленный металл при внепечной обработке. Он позволяет точно и экономично регулировать химический состав металла вводом проволоки по заданной программе с заданной скоростью. Установка эксплуатируется при температуре окружающей среды −25÷+40 °С и влажности до 80 %. Трайб-аппарат представляет собой шкаф, в котором размещаются шестеренная клеть с четырьмя гидроцилиндрами прижима, гидростанция и два электродвигателя. Шестеренная клеть выполнена двухручьевой, с тремя приводными роликами на каждый ручей. Привод каждого ручья осуществляется от электродвигателя через цепную передачу. Три неприводных (прижимных) ролика каждого ручья прижимаются к проволоке двумя гидроцилиндрами. В состав оборудования трайб-аппарата также входят: шкаф управления, два бунтоприемника и проводка. Система управления обеспечивает автоматический ввод проволоки в расплав с одного или двух ручьев с заданной скоростью и в необходимом количестве, а также возможность заправки проволоки в аппарат в ручном режиме работы. Диаметр вводимой проволоки 9÷16 мм при скорости подачи 1÷4 м/с. Мощность приводов: подачи проволоки — 2 × 11 кВт, гидронасоса — 1,1 кВт; питающее напряжение 380 В. Габаритные размеры трайб-аппарата 1940 × 900 × 1915 мм, масса 1,5 т. К преимуществам данной конструкции по сравнению с лучшими аналогами можно отнести: повышение надежности благодаря гидравлическому зажиму проволоки (вместо пневматического) между тянущими роликами с широким диапазоном регулирования силы прижатия; наличие цепной передачи с механизмом натяжения вместо ременной, что увеличивает надежность и точность при подаче проволоки в заданных параметрах; надежную систему дистанционного управления.

Ивановский завод тяжелого станкостроения представил *высокоскоростной пятиосный горизонтальный обрабатывающий центр ИС 800 — глобус* для обработки сверхсложных де-

талей типа лопаток, крыльчаток и других изделий, в основном для аэрокосмической промышленности, а также для изготовления сложных пресс-форм посредством выполнения операций: сверления, зенкерования, развертывания, растачивания точных отверстий, фрезерования плоскостей и пазов, нарезания резьб метчиками и резцом, обработки фасонных поверхностей с одновременным управлением пятью координатами. Главное отличие этого обрабатывающего центра от базового станка — наличие наклонно-поворотного стола. Для достижения высокой точности и жесткости при резании наклон стола осуществляется с помощью комбинированного прецизионного роликового подшипника. Круговой оптический датчик на приводной стороне наклонного стола способствует выполнению точного высокоскоростного позиционирования стола. Станок оснащен встроенным в шпиндельную бабку мотор-шпинделем, имеющим высокую частоту вращения и обеспечивающим высокую точность обработки за счет применения прецизионных подшипников с керамическими телами качения. Перемещение подвижных рабочих узлов осуществляется с применением двузаходных шариковых винтовых пар. В качестве направляющих используются рельсовые роликовые направляющие качения. Размеры рабочего стола 800 × 800 мм. Максимальная масса обрабатываемой детали 600 кг. Мощность главного привода 30 кВт. Габаритные размеры обрабатывающего центра с приставным оборудованием 5025 × 6200 × 4310 мм, масса 20 т.

Ростовский государственный университет путей сообщения (г. Ростов-на-Дону) предложил новую разработку — *акустико-эмиссионный метод контроля литых деталей грузовых тележек, котлов вагонов-цистерн для перевозки нефтепродуктов*, позволяющий обнаруживать дефекты, имеющие склонность к росту в процессе эксплуатации в любом месте конструкции; прогнозировать развитие дефектов, снижающих несущую способность конструкции и тем самым предупреждать ее разрушение; обеспечивать регистрацию, хранение и передачу данных о техническом состоянии обследуемых конструкций. Экономический эффект от применения одной установки до 1,5 млн руб. в год.

Магнитогорский государственный технический университет им. Г. И. Носова предложил потребителям свои разработки:

технологии упрочнения деталей и инструмента с применением композиционных покрытий для повышения эксплуатационной надежности и долговечности быстроизнашивающихся деталей и инструмента, металлургического и метизного оборудования. Технологии базируются на применении методов газотермического напыления и наплавки самофлюсующихся порошковых материалов, а также формирования тонких тефлоновых слоев из органосуспензий. Эффективность (повышение стойкости в 1,5÷12 раз) достигается за счет рационального выбора конструкций покрытий, максимально отвечающих комплексу эксплуатационных воздействий. Технологии применяются в различных отраслях промышленности;

безотходную технологию глубокой переработки шлаков сталеплавильного производства. Технология предусматривает избирательное дробление шлаков с последующим использованием нового способа обогащения сухой магнитной сепарацией во взвешенном состоянии и позволяет получить магнитный продукт для агломерации с массовой долей железа 60÷65 %. Технологическая установка состоит из центробежной дробилки, ленточного конвейера, подвесного саморазгружающегося железоотделителя. Технология разработана для металлургической и горной промышленности.

ЗАО Научно-производственное предприятие "Самарские горизонты" (г. Самара) показало различные устройства для бурового производства:

устройство УРБИ-24О для размагничивания бурового инструмента. Конструктивно устройство выполнено из размагничивающей катушки с кабелем подключения к сети и разборного стола, установленного на роторе. Для свободного перемещения в горизонтальной плоскости размагничивающая катушка установлена на ролики. Перед началом работ корпус устройства и металлические части стола заземляются. На клеммы катушки подается напряжение 220 В. Колонну бурильных труб со скоростью, не превышающей 30÷40 м/мин, пропускают через катушку. Переменное магнитное поле, генерируемое катушкой, размагничивает стальные элементы буровой колонны. По окончании размагничивания бурового инструмента катушка снимается, стол убирается с ротора буровой установки. Диаметр размагничиваемого бурового инструмента 240 мм. Мощность установки 5,7 кВт. Габаритные размеры рабочего стола в собранном состоянии 950 × 1000 × 1020 мм, его масса 34 кг;

забойную телеметрическую систему для измерения параметров кривизны ствола скважины и положения отклонителя в процессе бурения. Телеметрическая система устанавливается над забойным двигателем, обеспечивает ориентацию отклонителя в забое и индикацию на поверхности азимута и зенитного угла скважины в процессе турбинного бурения. Программное обеспечение телесистемы позволяет: производить обмен информацией между PC и УСО (устройством связи с объектом); редактировать информацию; осуществлять привязку данных измерений к глубине; визуализировать информацию на экране монитора, обрабатывать и выводить ее в цифровом и графическом виде на принтер. Максимальные: рабочая температура +125 °С, гидростатическое давление 50 МПа, расход промывочной жидкости до 70 л/с. Корпус телесистемы изготовлен из диамагнитной стали.

ООО "ВЕКЪ Пневматики" (Москва) демонстрировало на выставке *компрессорную установку UNI-5-8*, разработанную за рубежом. Установка производительностью до 0,88 м^3/мин мгновенно реагирует на необходимое количество сжатого воздуха, снижая или увеличивая свою производительность при подключении или отключении производственного оборудования. Это позволяет экономить электроэнергию и оптимально обеспечивать сжатым воздухом производственный процесс. В компрессорной установке отсутствует передаточный механизм крутящего момента от двигателя к винтовой паре (шестерни, муфта, ремень, устройство натяжения и т. п.). Ротор электродвигателя установлен на выходном валу винтовой пары, что повышает степень надежности компрессора, так как исключены наиболее изнашиваемые узлы и детали передачи. Компрессорная установка заправляется синтетическим охлаждающим маслом Vetra Coolant Plus, которое необходимо менять через 9000 машино-часов или два года эксплуатации. Мощность установки 5,5 кВт, питающее напряжение 380 В. Она работает при температуре окружающей среды +2÷40 °С, уровень шума при работе установки 68 дБ. Габаритные размеры 1235 × 710 × 745 мм, масса 250 кг.

ГНУ "Физико-технический институт" (г. Минск) предложил *технологию поперечно-клиновой прокатки* для производства изделий типа тел вращения с удлиненной осью. Диаметр прокатываемых деталей 5÷160 мм, длина 30÷1000 мм. Такая технология, по утверждению разработчиков, позволяет в 10 раз повысить производительность и на 30÷60 % снизить норму расхода металла. Она рекомендована для применения в автомобилестроении, станкостроении, приборостроении и для обработки конструкционных и инструментальных сталей, а также цветных сплавов на основе меди, титана, циркония.

Бобруйский машиностроительный завод им. В. И. Ленина показал на выставке насосы различного назначения.

Насос ВК-80-50-200а для перекачки чистой воды (кроме морской) и других жидкостей, имеющих такие же, как у воды, плотность, вязкость и химическую активность, с темпе-

ратурой до 105 °С, содержащих твердые включения размером до 0,2 мм, объемной концентрацией до 0,1 %. Подача насоса 6,5÷315 м^3/ч. Насос рекомендован к применению в водоснабжении промышленных предприятий, котельных и ТЭЦ.

Насос БМ/ВМ1500/45 для перекачивания бумажной массы и древесно-волокнистых полуфабрикатов с концентрацией до 8 %, подача насоса 1500 м^3/ч. Температура перекачиваемой массы до 100 °С. По своей конструкции насос — центробежный, консольный, одноступенчатый, с горизонтальным расположением вала и осевым подводом жидкости. Напорный патрубок выведен на ось насоса и направлен вверх. Форма отвода — спиральная. Уплотнение вала — мягкий сальник. Привод насоса — от электродвигателя мощностью 400 кВт через втулочно-пальцевую муфту. Проточная часть насоса изготовлена из коррозионно-стойкой стали, устойчивой в кислотных и щелочных средах. Габаритные размеры насоса 1515 × 963 × 1320 мм, масса 1,4 т.

Насос ГрАТ для перекачивания абразивных гидросмесей плотностью до 1600 кг/м^3, с температурой до 70 °С, максимальным размером твердых включений 1÷20 мм и объемной концентрацией до 30 %, с подачей 12,5÷4000 м^3/ч. Насос изготовлен из сверхтвердых сплавов, абразивного материала на органической связке, резины и полиуретана. Он рекомендован к применению на горно-обогатительных и горно-металлургических предприятиях, теплоэлектростанциях, в технологических линиях дробления, обогащения полезных ископаемых.

Гомельский государственный университет им. Франциска Скорины предложил потребителям свои разработки; приведем краткое описание некоторых из них.

Технология модифицирования и восстановления прецизионных узлов трения применяется для упрочнения плунжерных пар насосов, дизелей, игл форсунок. Технология позволяет нанесением многослойных тонких покрытий толщиной 0,5÷1,5 мкм твердостью до 25 ГПа (нитрид титана, медь и политетрафторэтилен) значительно улучшить работу прецизионных узлов. Покрытия обладают высокой адгезией, низким коэффициентом трения и минимальным износом (износ снижается в 10 раз и более).

Модификация резинотехнических изделий с целью придания им антифрикционных свойств. Обработка изделий с применением предлагаемой технологии осуществляется нанесением на поверхность изделий методом плазмохимии тонкого композиционного полимерного слоя толщиной 0,1÷2 мкм. Покрытия наносятся на бутадиеннитрильные, силоксановые и другие типы резин. Применение технологии обеспечивает: снижение коэффициента трения в 1,5÷4 раза; снижение износа и "залипания" к сопряженной поверхности; уменьшение набухания модифицированных резин при работе в среде топлив и масел в 2÷6 раз; увеличение срока службы модифицированных резин до 6 раз. Технология модифицирования — экологически чистая и рекомендована к применению в уплотнительных узлах гидропневмотопливных систем машиностроения, станкостроения, устройствах автоматики и точной механики.

Московский салон посетило большое число специалистов. Были проведены пресс-конференция и научно-практические семинары. Хочется надеяться, что прошедший салон инвестиций и инноваций даст толчок к развитию и посодействует внедрению новых разработок в отечественную промышленность.

А. Н. ИВАНОВ, член-корр. АПК

ОБОЗРЕНИЕ ЗАРУБЕЖНЫХ ИЗДАНИЙ

American Machinist. 2005. V. 147. Nr. 8

Модули высокой производительности, с. 7, ил. 2.

Описаны токарный центр мод. Lynx 220 и обрабатывающий центр мод. DMV 3016L фирмы Daewoo Machine Tools. Отмечается высокая скорость координатных перемещений и смены инструмента. Приводятся технические характеристики этих станков.

Программное обеспечение инструментального производства, с. 27.

Фирма TDM Systems предлагает систему программирования исходных данных с выдачей плоского или объемного изображения режущих инструментов в соответствии со стандартами ISO и CAPTO. Система содержит базовые данные чертежей инструментов и информацию о сверлении и фрезеровании, предоставленную фирмами Walter и Sandvik-Coromant. Предлагаемая система на 90 % сокращает объем ручной работы при создании объемной модели сложной фрезы.

Braasch J. Измерение перемещений по осям, с. 40—45, ил. 7.

Рассматриваются вопросы обеспечения точного измерения координатных перемещений на станках с помощью шарико-винтовых пар либо поворотных кодирующих устройств, либо измерительных линеек. Представлена типовая схема измерений линейных перемещений по осям станка с ЧПУ как наиболее точная при выявлении ошибок, вызванных трением.

American Machinist. 2005. V. 149. Nr. 12

Bates C. Использование токарного автомата в медицинской промышленности, с. 46, 47, ил. 4.

Описывается высокопроизводительный автомат продольного точения мод. SV-20 фирмы Star CNC Machine Tool Corp. (США), работающий на фирме Criterion Tool & Die Inc., специализирующейся на поставках медицинских изделий и зубных протезов. Максимальный диаметр обработки 20 мм, длина хода передней бабки 205 мм. На автомате можно устанавливать до 29 резцов или 19 вращающихся инструментов. Он имеет восемь управляемых координат. Приводятся примеры изделий фирмы, включая хирургический инструмент и шурупы для костей.

Фильтры для очистки СОЖ, с. 59, 60, ил. 1.

Фирма Knoll America предлагает бумажные фильтры KF, предназначенные для очистки СОЖ в процессе работы металлорежущего станка. Предлагаются пять типоразмеров фильтров по ширине для резервуаров с расходом от 100 до 560 л/мин. Фильтры можно как устанавливать на отдельное оборудование, так и встраивать в систему транспортировки стружки.

American Machinist. 2006. V. 150. Nr. 1

Токарный станок с ЧПУ на выставке Westec в США, с. 14, ил. 1.

Станок мод. NZ-S150G, который фирма Mori Seiki экспонировала на выставке в США, имеет вертикальную станину и

занимает в 2 раза меньшую площадь по сравнению с предшествующей моделью. Высота станка менее 1,5 м. Стандартное исполнение станка предназначено для обработки диаметров от 2 до 60 мм, специальное — до 122 мм. Станок может применяться в крупносерийном производстве валов, прежде всего в автомобилестроении. Со станком поставляется быстродействующее загрузочное устройство.

Обрабатывающие центры для медицинской промышленности, с. 49, ил. 1.

Фирма Methods Machine Tools Inc. (США) поставляет центры серии RoboDrill E, предназначенные для обработки изделий медицинской отрасли из коррозионно-стойкой и инструментальной стали и титана. Скорости подач регулируются до 60 м/мин, ускорения равны 1,5 *g*. Инструмент заменяется за 0,9 с. Точность позиционирования составляет 5 мкм, повторяемость ±2 мкм. Станки поставляются в трех исполнениях с магазинами на 14 и 21 инструмент. При главном двигателе мощностью 3,7/5,6 кВт верхний предел частоты вращения шпинделя составляет 10 000 мин$^{-1}$, при двигателе 1,5/3,7 кВт — 24 000 мин$^{-1}$.

American Machinist. 2006. V. 150. Nr. 2

Инициатива правительства, министерства обороны и предпринимателей США в области механообработки, с. 28.

Сообщается об ассигновании 2,4 млн долл. Национальным центром производственных наук (NCMS) на второй этап Smart Machine Initiative. Целью данной инициативы является отбор поставщиков качественного и эффективного оборудования для механообработки. Первый этап был начат NCMS в 2004 г. Отмечается, что членами NCMS являются такие известные фирмы, как Cincinnati Machine, Caterpillar Inc., Advanced Technology Services и др.

American Machinist. 2006. V. 150. Nr. 4

Дисковые фрезы, с. 18, ил. 1.

Фирма Seco-Carboloy дополнила выпускаемую серию 33518 дисковых фрез с многогранными режущими пластинами фрезами с фиксированными и регулируемыми режущими пластинами, которые предназначены для обработки труднообрабатываемых материалов. Фрезы имеют режущие пластины LNKT и LNKW с положительной геометрией режущей части или круглые пластины диаметром 6 и 8 мм. Во фрезах можно устанавливать режущие пластины из различных материалов в зависимости от обрабатываемого материала.

Охлаждающая жидкость, с. 82, 83, ил. 1.

Фирма Milacron Global Industrial Fluids предлагает полусинтетическую СОЖ Cimstar 60XLZ, обеспечивающую, по данным фирмы, повышение стойкости режущего инструмента до 20 %. Срок службы СОЖ при этом увеличивается на 40 %. По данным фирмы она обладает широкой универсальностью и одинаково эффективна при обработке различных сталей.

Инструментальный склад ускоренного обеспечения производства, с. 88, 89, ил. 1.

Описан инструментальный склад механического цеха фирмы C&D Aerospace, спроектированный компанией Dmark Corp. Отмечается удобство подготовки инструмента, рассортированного по ящикам, что увеличило емкость склада на 50 % по сравнению с хранением инструмента на полках, а с помощью транспортеров фирма сократила время инструментального обеспечения станков с 20÷30 до 8 %.

Зубофрезерный станок, с. 90, ил. 1.

Фирма Gleason предлагает вертикальный зубофрезерный станок 130H с ЧПУ фирмы Siemens или Fanuc для оптимального нарезания зубчатых колес без охлаждения. Станок позволяет экономить производственную площадь и существенно сокращает цикл обработки. Рабочая зона станка полностью изолирована от его рамы, что минимизирует тепловую деформацию, обусловленную контактом с горячей стружкой. Наклонный желоб из коррозионно-стойкой стали гарантирует надежный отвод стружки из рабочей зоны станка. Механическое загрузочное устройство с кулачковым приводом и сдвоенным захватом встроено в станок.

Bänder-Bleche-Rohre. 2005. V. 46. N 8/9

Автоматические линии для изготовления деталей кузовов легковых автомобилей, с. 50—52, ил. 4.

На принятом в эксплуатацию заводе фирмы TWB Fahrzeugtechnik GmbH & Co. KG в г. Артерн (Тюрингия) установлены три автоматические линии с гидравлическими и механическими прессами и необходимым вспомогательным оборудованием. Изготовитель линий — фирма Schuler Pressen GmbH & Co KG (3800 занятых, годовой оборот 558 млн евро). Суммарная мощность прессов одной линии составляет 135 000 кН, номинальная мощность гидропрессов — 35 000 кН, размеры их рабочих столов — 5000 × 2500 мм. Линии перерабатывают рулонные материалы и многослойные заготовки. Максимальная масса рулона — 35 т, толщина листа — 0,5÷3,0 мм, ширина — 400 ÷2000 мм. Максимальная прочность материала на растяжение — 1200 Н/мм^2.

Cutting Technology. 2005. V. 6. Nr. 5

Обзор станков для плазменной резки, с. 4, ил. 4.

Фирма Miller Electric Mfg Co. (США) выпускает станок Spectrum 1000, который оснащен системой Auto-Line для предварительной настройки потребления энергии при напряжениях от 2088 до 575 В. Используются быстро подсоединяемые резаки, в том числе для поверхностной резки; подсоединение и отсоединение осуществляются автоматически. Фирма Thermadyne (США) поставляет станок Firepower PC 250, который предназначен для резки листов из твердого алюминия и мягкой стали толщиной до 6,4 мм. Резка может выполняться в цехах или на открытых местах. С помощью ручного резака обработку листа можно выполнять на расстоянии до 4 м от станка. Последней разработкой в серии станков HyPerformance, выпускаемых фирмой Hypertherm Inc. (США), является мод. HPR 260, которая, как указывается, обеспечивает резку без остаточной окалины. Модель отличается повышенной скоростью резки и вдвое большим жизненным циклом по сравнению с предшествующими станками. Возможны резка наклонных поверхностей и маркировка листов толщиной до 64 мм. Фирма Esab Welding & Cutting Products (США) поставляет систему Smart Flow с одним резаком, с помощью которой осуществляются обычная плазменная и прецизионная резки и маркировка. Осуществляется точное регулирование подачи газа. Подготовительное время, как указывается, уменьшено на 300 %, что сокращает расходы на газ и повышает производительность.

Станки для водоструйной резки, с. 7, ил. 1.

Фирма Jet Edge (США) выпускает станки для водоструйной и абразивно-струйной резки, эффективные, например, при изготовлении прототипов, которые можно изготовить на них довольно быстро. Обрабатываются любые материалы, а также возможен их раскрой. Точность перемещений на всей длине хода составляет ±125 мм, на длине 300 мм — ±0,025 мм.

Инструмент для обработки алюминия, с. 10, ил. 1.

Фирма Kennametal предлагает инструменты Milll Max для обработки различных деталей из алюминия для автомобильной промышленности. Типоразмерный ряд включает инструменты для обработки галтелей радиусом от 0,3 до 6,4 мм, концевые и насадные фрезы и резцедержавки моноблочного типа, балансируемые при частоте вращения 10 000 мин$^{-1}$. Режущие пластины инструментов обеспечи-

вают оптимальное стружкообразование и уменьшение сил резания.

Концевые фрезы, с 10, ил. 1.

Фирма Greenleaf предлагает концевые фрезы малого диаметра, в которых устанавливают керамические режущие пластины фирмы, обеспечивающие эффективную обработку труднообрабатываемых материалов, например материалов твердостью свыше 40 *HRC*. Фирма предлагает также корпуса инструментов, хвостовики и зажимные устройства для закрепления режущих пластин, работающих при высокой частоте вращения шпинделя.

Продукционный внутришлифовальный станок, с. 11, ил. 1.

Продукционный станок Studer S120 предназначен для шлифования отверстий диаметром до 50 мм. Он имеет встроенное загрузочное устройство для обрабатываемых деталей, что позволяет экономно использовать производственную площадь. На станке обрабатываются детали из композитов для автомобилей и управляющие клапаны для гидросистем.

Зажимные устройства, с. 11, 12, ил. 2.

Фирма Herman Schmidt предлагает магнитное зажимное устройство для закрепления обрабатываемых деталей на высокоскоростных многоцелевых станках. В предлагаемом устройстве используют природные магниты, которые обеспечивают рабочее усилие, в 2 раза превышающее рабочее усилие стандартных полярных магнитов. Зажимное устройство универсально и может применяться при закреплении деталей из различных материалов. Миниатюрное зажимное устройство цангового типа 1С фирмы Lexair предназначено для закрепления очень мелких обрабатываемых деталей для медицинской промышленности и топливной аппаратуры. Это устройство используют при сверлении и нарезании резьбы на станках с ЧПУ. При необходимости получения большего рабочего усилия устройство подключают к пневматической или гидравлической системе.

Высокоскоростные станки для лазерной резки с ЧПУ, с. 12, ил. 2.

Описываются станки разных фирм. В частности, фирма Salvagmni America выпускает станки серии Lighting Hi-Dynamic с CO_2-лазерами серии RofinSLAB для обработки сложных профилей с автоматической загрузкой заготовок и разгрузкой изделий. Предусмотрено гауссово распределение плотности мощности. Указывается на небольшое потребление энергии станками и минимальное использование газа. Фирма Prima Laser Tools (США) выпускает многокоординатные станки серии Domino HS1530, которые выполняют 2D- и 3D-лазерную резку. Возможна резка контуров и под различными углами. Точность позиционирования составляет 0,025 мм при скоростях перемещений до 150 м/мин.

Обработка водной струей, с. 12, ил. 1.

Описывается установка фирмы Wardjet в виде решетки толщиной 127 мм с системой фиксации обрабатываемых деталей для обработки водной струей. Все стыки этой решетки тщательно сварены, что гарантирует жесткость, прочность и плоскостность. Сварная решетка изготовляется из тонких стальных листов и имеет минимальное сопротивление абразивной водной струе, а также предупреждает повреждение деталей рикошетной струей.

Cutting Tool Engineering. 2006. V. 58. Nr. 1

Высокопрецизионные микрофрезы, с. 18.

Фирма Arch MicroTool предлагает высокопрецизионные полностью шлифованные концевые микрофрезы диаметром от 0,127 до 3 мм. Фрезы изготовляются из супермикрозернистого твердого сплава, имеют две или четыре стружечных канавки, плоский или сферический торец и стандартную или укороченную длину.

Сверла новой концепции, с. 20.

Фирма Mikron Tool предлагает комплект сверл, специально предназначенных для обработки мелких глубоких отверстий диаметром от 1 до 4 мм. Сначала сверлами PilotDrill за один проход выполняют предварительные центрование и сверление пилотного отверстия глубиной до 2 диаметров, затем сверлами CrazyDrill осуществляют окончательное сверление отверстия глубиной до 15 диаметров. К преимуществам предлагаемого комплекта сверл относятся повышение производительности, работа с максимальными скоростью резания и подачей, повышение стойкости инструмента.

Richter A. Инструменты для микрообработки резанием, с 46, 48—50, 52, 54, 56, ил. 7.

Рассмотрены особенности геометрии режущей части инструментов диаметром от 0,04 до 6,4 мм для микрообработки фрезерованием и сверлением. Геометрия подобных инструментов должна обеспечивать, с одной стороны, эффективный отвод стружки особенно при обработке отверстий, с другой — достаточную жесткость, чтобы воспринимать силы резания.

Вертикальный обрабатывающий центр, с. 83, ил. 1.

Описан вертикальный обрабатывающий центр мод. RoboDrill E фирмы Methods Machine Tools Inc. Отмечаются высокие скорость и точность, а также универсальность станка, необходимые для обработки медицинских деталей. Приводится характеристика станка: частота вращения шпинделя при жестком нарезании резьбы до 8000 об/мин, подача до 60 м/мин, скорости быстрых перемещений 54 м/мин, ускорение 1,5*g* и время смены инструмента 0,9 с. Станок имеет три исполнения с размерами рабочей зоны 700 × 400 × × 356 мм.

DIMA (Die Maschine). 2006. V. 60. Nr. 4

Совершенствование работы электроэрозионных станков, с. 46, ил. 2.

До недавнего времени оставалась нерешенной проблема своевременного обнаружения разрушения электрода при прошивке глубоких (до 100 мм) отверстий. Фирма Heun (Германия) разработала необходимые программное и аппаратное обеспечения, устраняющие этот недостаток.

Подающие устройства, с. 55, ил. 1.

Изготовитель отрезных станков фирма O. W. Otto Rurack предлагает устройство подачи материалов длиной до 6500 мм с продольными упорами, применение которого позволяет полностью автоматизировать работу станков и повысить безопасность их работы.

Ленточнопильные станки с сервоприводом подачи пилы, с. 54, 55, ил. 2.

В ленточнопильных станках фирмы Meba Bandsageautomaten сервопривод с электродвигателем и шариковой винтовой передачей давно используется для подачи разрезаемого материала; теперь он применяется и для подачи самой пилы при резании полуфабрикатов диаметром до 407 мм или с размерами сечения до 410 × 620 мм. Такой привод обеспечивает плавную и стабильную подачу пилы даже при резании "трудных" материалов и тем самым повышает ее стойкость и качество поверхности реза.

Новый вертикальный ленточнопильный станок LPS 60T, с. 57, ил. 2.

Станок LPS 60T выпущен фирмой Behringer и имеет принципиальное отличие от других станков серии — подвижный стол для фиксации полуфабрикатов и неподвижную пильную раму с перемещающимся в твердосплавных направляющих пильным полотном. Такая конструкция особенно пригодна для инструментального производства. Стол шириной 1500 мм имеет гидропривод и перемещается в линейных направляющих, высота и длина реза станка равны соответственно 600 и 1260 мм. Станок управляется программируемым контроллером.

DIMA (Die Maschine). 2006. V. 60. Nr. 5

Резка заготовок из стали и цветных металлов, с. 32, ил. 3.

Рассматриваются отрезные станки фирмы Hezel с ручным, пневматическим и гидравлическим приводами, в частности станок с гидравлическим приводом типа AMH4, предназначенный для экономичной и точной обработки профильных и круглых заготовок из стали и цветных металлов диаметром до 30 мм при максимальной их прочности на растяжение 800 Н/мм^2. При этом производительность составляет от 1600 до 6000 резов/ч.

Новый вертикальный зубофрезерный станок, с. 36, 37, ил. 4.

Станок мод. Genesis 130H, выпускаемый фирмой Gleasons Sales (Германия), предназначен для нарезания зубьев без применения СОЖ. Станок имеет жесткую станину из полимербетона, трехточечное опирание и не требует фундамента для установки. Он комплектуется управляемым кулачком с двойным зажимом, который уменьшает время установки и освобождения заготовки до 3 с. Время обработки уменьшается также за счет непосредственного привода. Для управления станком используются системы фирм Siemens или Fanuc и фирменное ПО.

Обрабатывающие центры с горизонтальным шпинделем, с. 42—46, ил. 6.

Отмечается, что после выставки EMO 2005 неожиданно вырос спрос на станки с горизонтальными шпинделями: фирма Deckel Maho Pfronten GmbH в последний год получила заказов на них на сумму 380 млн евро. Ответом на это стала разработка концепции duoBlock, согласно которой все станки имеют общую станину W-образного сечения с двумя одинаковыми массивными блоками и взаимозаменяемые модули (узлы). В качестве примера можно отметить центр DMC 70H duoBlock с подачей и скоростью ускоренного хода 80 м/мин, приводом шпинделя мощностью 30 кВт и частотой вращения до 18 000 мин$^{-1}$. Корпус заднего моста из чугуна GGG 50 изготовляется на нем в течение 15 мин с помощью 20 инструментов.

Высокопроизводительный электроэрозионный станок, с. 53, ил. 1.

Фирма Charmilles Technologies (Германия) представила электроэрозионный станок Robofil 240cc/440cc с встроенной системой обработки Clean Cut (CC), повышающей производительность станка и позволяющей изготовлять детали различной конфигурации. Новая модификация станка Robofil 640cc обеспечивает перемещение инструмента по осям *X, Y* и *Z* на 800, 550 и 500 мм соответственно. На этом станке можно обрабатывать крупногабаритные детали с высокими точностью контура и качеством поверхности.

EPE (European Production Engineering), 2005

Kabler P. et al. Фрезерование лопаток ротора, с. 16—19, ил. 5.

Описывается фрезерование лопаток длиной до 400 мм для ротора авиационного двигателя, отличающееся большим числом проходов и надежностью процесса обработки. Обработка осуществляется на многоцелевых станках по пяти осям с использованием программной системы CAD/CAM, позволяющей подбирать оптимальные стратегию обработки и режущие инструменты в процессе соответствующих испытаний.

Высокопроизводительный шлифовальный центр, с. 27, ил. 2.

Фирма Magerle AG Maschinenfabrik предлагает высокопроизводительный шлифовальный центр MFP-050, обеспечивающий комплексную обработку мелких деталей объемом до 300 мм^3 по пяти осям с высокой точностью. Центр работает с шлифовальными кругами с максимальными диаметром 300 мм и шириной 60 мм. Шпиндель шлифовального круга приводится от электродвигателя мощностью 50 кВт и вращается с частотой до 10 000 мин$^{-1}$.

Покрытие для режущего инструмента, с. 35.

Фирмой Union Tool Europe создано покрытие Hard Max (или HLB) для применения при обработке резанием материалов с твердостью выше 60 *HRC*. Результаты производственных испытаний подтвердили высокую эффективность этих покрытий. Сообщается, например, об успешном применении фрез при обработке материала твердостью 65 *HRC*, в результате которой получены повышенные стойкость инструмента с применением СОЖ и без СОЖ и качество обработанной поверхности детали.

Fertigung. 2005. V. 32. Nr. 11

Экспорт продукции Китая, с. 6.

Приведены данные о том, что в 2005 г. экспорт машиностроительной продукции Китая составил 63,5 млрд долл., причем 27,2 % приходилось на продукцию высоких технологий и в первую очередь на ПО, которое покупают в США, Европе и Гонконге. На эти регионы приходится около двух третей всего экспорта. Экспорт в Германию вырос на 24 % и составил 9,1 млрд евро, импорт сократился на 16 % — до 4,9 млрд евро.

Токарная обработка, с. 20, 21.

Приведено интервью с руководителем фирмы Rumpel Präzisionstechnik в области токарной обработки, который рекомендует уделять больше внимания вертикальным станкам и станкам в портальном исполнении, а также автоматизации даже при изготовлении малых серий деталей.

Многоцелевой станок для полной обработки детали, 55. с. ил. 1.

Сообщается о созданном фирмой WFL Millturn Technologies (Германия) станке мод. M35-G. Станок позволяет выполнять операции точения, сверления, фрезерования. Длина обрабатываемых деталей может достигать 2090 мм. Станок характеризуется большими мощностью, крутящим моментом, способен работать с высокими подачами по всем осям и обладает хорошей динамикой. Конструкция станка обеспечивает высокие устойчивость процессов обработки, степень демпфирования и точность позиционирования.

Fertigung. 2006. V. 33. Nr. 1/2

Программирование заточки режущих инструментов, с. 40, 41, ил. 4.

Фирма Mum Guttinger AG разработала систему Numroto-Plus, позволяющую применять стандартные решения для программирования заточки фрез, сверл, ступенчатых инструментов, фасонных фрез и других режущих инструментов. В этом случае можно, не ориентируясь на программу ISO или макропрограмму станка с ЧПУ, программировать процесс заточки инструмента непосредственно на основании геометрических параметров затачиваемого инструмента и применяемого шлифовального круга.

Контрольное устройство, с. 49, ил. 1.

Фирма E. Soller предлагает устройство smsiTcheck/CNC с программным управлением для контроля ступенчатых фрез, зенкеров и фасонных фрез, можно также контролировать наружный контур многозубых инструментов и инструментов с винтовыми зубьями. Поворотная рабочая головка позволяет выполнять радиальные и осевые измерения. Результаты измерения документируются.

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

Вниманию специалистов по машиноведению и деталям машин!

10—11 октября 2008 г. в МГТУ им. Н. Э. Баумана пройдет Всероссийская научно-техническая конференция "Машиноведение и детали машин", посвященная столетнему юбилею Дмитрия Николаевича Решетова — основателя научной школы "Расчеты и конструирование деталей машин".

Цель конференции — провести обмен актуальной информацией по новым результатам исследований, предлагаемым расчетам, прогрессивным конструктивным решениям и современным методам проектирования и расчета деталей машин, сборочных единиц и приводов, а также методике преподавания курса "Детали машин".

Программный комитет

Сопредседатели: член-кор. РАН И. Б. Федоров, академик РАН К. С. Колесников; заместители председателя: проф. К. Е. Демихов, доц. Е. Г. Юдин; члены комитета: академик РАН И. Г. Горячева, академик Российской академии космонавтики и Российской инженерной академии проф. Ю. Н. Дроздов, проф. О. А. Ряховский; главный редактор журнала "Вестник машиностроения" А. И. Савкин.

Организационный комитет

Председатель: проф. О. А. Ряховский; заместители председателя: доц. А. С. Иванов, доц. А. В. Клыпин, ст. преподаватель Е. А. Язева; секретари комитета: доц. Л. Г. Откидач — тел. 263-63-51, Н. Ю. Костюковская, Е. Ю. Омельченко, С. А. Гончаров — тел. 263-60-86. Факс 267-48-44 [с пометкой: Оргкомитету конференции по деталям машин (каф. РК-3)]. E-mail: **dm@bmstu.ru**.

Приглашаем принять участие в работе конференции. Предполагается проведение пленарного заседания и заседаний шести секций: 1. Критерии работоспособности (прочность, жесткость, износостойкость и др.). Компьютерные технологии. 2. Соединения (резьбовые, сварные, с натягом и др.). 3. Передачи (зубчатые, червячные и др.). 4. Валы, подшипники, муфты. 5. Конструирование. 6. Методика преподавания курса "Детали машин".

Желающим сделать на конференции доклад предлагается отправить по электронной почте **dm@bmstu.ru** *заявку* и *тезисы доклада* (решение программного комитета о включении доклада в программу конференции с просьбой направления *полного текста* доклада в адрес Оргкомитета будет сообщено автору по телефону или электронной почте до 15 февраля 2008 г.).

Заявка должна содержать: название доклада, фамилию, имя и отчество автора (авторов), место работы, ученую степень, почтовый адрес, телефон и электронный адрес. Для иногородних — отметить необходимость бронирования мест в гостинице МГТУ им. Н. Э. Баумана с указанием числа мест и количества суток (проживание платное).

Тезисы доклада необходимо передать по электронной почте. Тезисы представляются: без рисунков и ссылок на литературу в формате MS Word 97/2000 (файл с расширением doc). Наименование файла должно начинаться с первой фамилии авторов доклада; межстрочный интервал — полуторный, шрифт Times New Roman, 12 кегль, А4 (210 × 297 мм), абзац — 10 мм, поля: верхнее, нижнее — 20 мм, левое — 30 мм, правое — 10 мм; без нумерации страниц. Объем тезисов не должен превышать 2—3 страницы печатного текста.

Тезисы будут опубликованы к началу конференции. Участникам конференции предполагается раздать тезисы и компакт-диски со всеми докладами, включенными в программу конференции (по 1 экземпляру на доклад бесплатно). Наиболее интересные с точки зрения программного комитета доклады будут опубликованы в журналах "Вестник машиностроения" и "Справочник. Инженерный журнал".

Контрольные даты

Представление в Оргкомитет *заявки на доклад* — до 15 сентября 2007 г.

Представление в Оргкомитет *тезисов доклада* — не позднее 15 декабря 2007 г.

Рассылка Оргкомитетом программы конференции — не позднее 15 февраля 2008 г.

Представление по электронной почте в Оргкомитет *полного текста доклада* — не позднее 1 марта 2008 г.

Пленарное заседание и заседания секций (начало) — 10 октября 2008 г.

Заседания секций (продолжение) и заключительные мероприятия — 11 октября 2008 г.

Выдача докладчикам сборника тезисов и компакт-диска — 10 и 11 октября 2008 г.

Открытое Акционерное Общество АлмазИнструмент
Т/ф: (48134) 6-42-53, 4-04-00, 6-44-01
e-mail: mktg@almaz-i.ru www.almaz-i.ru
Адрес: 216500, Россия, Смоленская обл., г. Рославль, ул. Ленина, д. 3

ОАО «Алмазинструмент», специализируясь на разработке, изготовлении и поставках широкого спектра алмазного инструмента, приглашает к сотрудничеству предприятия РФ и других стран СНГ, а также региональных представителей и предлагает:

• Алмазный правящий инструмент из природных и синтетических алмазов

• Алмазный инструмент, изготовленный методом гальваностегии

Возможно изготовление нестандартного инструмента по чертежам и эскизам заказчика.

ЗАО "Технология маркет" выполнит работы для машиностроительных компаний по разработке и/или изготовлению и поставке инновационных продуктов, преимущественно в области редукторостроения, в широком диапазоне соотношения цена — технические характеристики (удельная масса, КПД, точность хода, технологичность). Проектирование ведется на основе как известных принципов, так и собственных оригинальных разработок. В частности предлагаются:

1. *НОВИНКА*. Редукторы с промежуточными телами качения с самоторможением. Являются альтернативой червячным редукторам, но имеют в 5 раз меньшие размеры и более высокий КПД.

2. Планетарные циклоидально-цевочные редукторы упрощенной конструкции.

3. *НОВИНКА*. Тяжелонагруженные редукторы на основе новых видов зацепления, с большим передаточным отношением (3i100) в одной ступени (с параллельными осями, конические, планетарные). Являются альтернативой многоступенчатым редукторам на основе эвольвентного зацепления, но в 5 раз мощнее их.

4. *НОВИНКА*. Гидропневмомоторы с повышенным рабочим объемом (малым давлением), в том числе с самоторможением и редукцией (аксиальные с полым ротором, радиальные). Область применения — грузоподъемная техника, бортовые редукторы, рулевые машины.

5. Универсальная роликовая опора с повышенным сроком службы для ленточных конвейеров, позволяющая увеличить скорость ленты конвейера на мягком ставе до скоростей на жестком ставе.

6. Клапанные пары с многократно увеличенным сроком службы и повышенной герметичностью, в том числе для перекачивания загрязненных сред.

7. Демпферный малошумный подшипник с повышенными ресурсом и нагрузкой (нет теплового зазора, снижены пиковые нагрузки, что позволяет, например, вместо подшипника 306 применить подшипник 106).

8. Восьмиступенчатая коробка передач с управлением тремя тормозами без разрыва потока мощности. Область применения — автомобилестроение, станкостроение.

Сравнительные технические характеристики одноступенчатых редукторов

Тип зацепления, передача	Передаточное отношение	КПД	Относительная масса, кг/(Н · м)	Изготовитель
1. Эвольвентное (цилиндрические, конические, планетарные редукторы)	1÷12,5	**0,97÷0,99**	1,1÷0,13	По ГОСТ 50891—96
2. Червячное, глобоидное (самоторможение при КПД < 0,5)	10÷50	0,4÷0,9	0,24÷0,06	По ГОСТ 50891—96
3. Волновые передачи	**100**	0,6÷0,8	0,1÷0,06	По ГОСТ 50891—96
4. Циклоидальное:				
редукторы: "Cyclo", "ПЦР", "Белробот"	**3÷100**	0,8÷0,9	0,03÷0,08	Данные НТЦ "Редуктор"
редуктор упрощенной конструкции		**0,95÷0,98**	**0,02**	ООО "Томская электронная компания"
5. С промежуточными телами качения:				
редуктор сПТК	10÷50	0,6÷0,8	0,03	ЗАО "Томский завод электроприводов"
"редуктор-подшипник"		0,7÷0,85	**0,02**	ЗАО "Томские трансмиссионные системы"
6. С промежуточными телами качения с самоторможением	10÷50	0,6÷0,7	0,03	**ЗАО "Технология маркет", г. Томск**
7. Кулачково-циклоидальное "Червячок"	**3÷100**	**0,95÷0,98**	**<0,02**	
8. Замкнутый виток	1÷50	**0,999**	**<0,02**	

Примечание. Применение новых видов зацепления в машиностроении позволит: 1) снизить в 2÷10 раз массогабаритные показатели передаточных механизмов с повышением КПД (минимизация потерь на трение); 2) сделать продукцию отечественного машиностроения конкурентной на мировом рынке.

Коллектив ЗАО "Технология маркет" имеет десятилетний опыт разработки и создания приводов различного назначения с использованием методов математического анализа и компьютерного моделирования. Все разработки являются изобретениями, ведется их патентование. Оформлены более 50 заявок и патентов на изобретения, в том числе за рубежом. Их авторы являются победителями конкурса "Русские Инновации", награждены золотыми и серебряными медалями ВВЦ, являются разработчиками конструкции "Редуктор-подшипник" (ЗАО "Томские трансмиссионные системы") и упрощенных конструкций планетарных циклоидально-цевочных редукторов (ООО "Томская электронная компания"). Проект "Кулачково-циклоидальное зацепление "Червячок" (ЗАО "Технология маркет") занял первое место на ярмарке "Бизнес-ангелов и инноваторов" (25,26 апреля 2007 г., г.Пермь) в секции "Машиностроение".

Рассмотрим варианты сотрудничества.

E-mail: *tm@mail.tomsknet.ru.* ***тел./факс:*** *(3822)-66-49-75 .* ***Адрес для переписки:*** *Россия, 634063, Томск-63, а/я-1989.*
Генеральный конструктор: *Становской Виктор*