ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

3
2007

Орган информации

МИНИСТЕРСТВА ПРОМЫШЛЕННОСТИ
И ЭНЕРГЕТИКИ РФ

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней

Журнал переводится на английский язык, переиздается и распространяется во всем мире фирмой "Аллертон Пресс" (США)

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

Адрес редакции:

129626, Москва,
проспект Мира, д. 106, а/я 78.
Телефоны: (495) 687-63-37, (495) 682-77-11
E-mail: vestmash@mashin.ru
www.mashin.ru

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

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

Цена свободная

Отпечатано в Подольской типографии, филиале ОАО "ЧПК", 142110, г. Подольск, ул. Кирова, 15

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Верховский А. В., Лагутин С. А., Гудов Е. А. — Червячные передачи жидкостного трения: состояние вопроса и перспективы развития . . . 3

Никифоров С. О., Мархадаев Б. Е., Челпанов И. Б. — Изменение компоновочных структур механизмов манипуляционных роботов . . . 9

Назаров А. Д. — Повышение долговечности двигателей путем компенсации суммарной неуравновешенной массы деталей КШМ изменением параметров пробок грязесборников. . . . 13

Жуков В. А., Курин М. С. — Модернизация системы газотурбинного наддува конвертированного дизеля . . . 17

Беленький Д. М., Пономаренко Т. В. — Управление прочностью стального материала деталей машин . . . 19

Уткин В. С. — Определение надежности зуба прямозубой зубчатой передачи по условию контактной усталости . . . 25

Санкин Ю. Н., Барахов В. М. — Математическое моделирование и управление манипуляторами, как стержневыми системами переменной конфигурации . . . 28

Загрядцкий В. И., Кобяков Е. Т., Степанов Ю. С., Новиков Д. А. — К определению собственных частот и форм колебаний жесткого двухопорного ротора. . . . 33

Дьячков Е. А., Чаплыгин Э. И., Горюнов В. А., Телица С. Г. — Пути совершенствования измерительных струйных преобразователей физических величин и их эксплуатационных характеристик . . . 38

Захарик Ан. М., Захарик Ю. М. — Многоструктурный закон управления трансмиссией автотранспортных средств . . . 41

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

Воронцов П. А., Семенов А. П., Муратов Х. И. — Особенность применения металлофторопластового материала в подшипниках скольжения турбомашин . 44

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Базров Б. М., Демин А. Б. — Определение технологических возможностей станка 47

Кабалдин Ю. Г., Семибратова М. В. — Синергетика наноструктурирования контактных поверхностей твердосплавного инструмента при резании . . . 50

Фрадкин Е. И. — Особенности шлифования модифицированных и немодифицированных зубьев на станках с плоским кругом . . . 54

В порядке обсуждения

Онищенко А. К. — Флокены — результат локальных цепных взрывов при разветвленной химической реакции окисления (горения) водорода . . . 58

Новоселов Ю. А. — Системный анализ логики базирования . . . 62

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Шестерикова Е. Н. — Нормирование незавершенного производства на предприятиях тяжелого машиностроения с единичным и мелкосерийным выпуском. . . 68

Филин Г. С. — Планирование производства группы сложных изделий машиностроения с определением календарных дат "опережений" их отдельных сборочных единиц. . 75

Омельченко И. Н., Шумакова Е. А. — Анализ инвестиционной политики предприятия . 82

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Герасимов В. Я., Кузьмин А. П., Герасимова О. В. — Оценка долговечности резьбовых соединений по электропроводности металла на профиле резьбы . . 87

Иванов А. Н. — Выставка "Контрольно-измерительное оборудование — 2006". . . 88

Потапова Г. С. — Обозрение зарубежных изданий. . . . 91

Краткие сообщения . . . 95

Поздравляем с юбилеем . . . 96

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Verkhovsky A. V., Lagutin S. A., Gudov Ye. A. — Liquid friction worm gearing: current state and development prospects

Nikiforov S. O., Markhadaev B. Ye., Chelpanov I. B. — Robotic manipulators lay-out mechanisms construction changes

Nazarov A. D. — Engine working life increase by compensating total unbalanced mass of crank gear components changing parameters of mud collector bungs

Zhukov V. A., Kurin M. S. — Converted diesel gas-turbine forced induction system improvement

Belenky D. M., Ponomarenko T. V. — Steel robustness control of machine elements

Utkin V. S. — Spur gear tooth reliability determination according to the contact fatigue criterion

Sankin Yu. N., Barakhov V. M. — Mathematical simulation and manipulator checking as framed structures of variable architecture

Zagryadtsky V. I., Kobyakov Ye. T., Stepanov Yu. S., Novikov D. A. — On the inflexible double-seat rotor natural frequency and fluctuation forms determination

Dyachkov Ye. A., Chaplygin E. I., Goryunov V. A., Telitsa S. G. — Upgrading ways for physical magnitudes jet transducers and their performance properties

Zakharik An. M., Zakharik Yu. M. — Vehicle transmission multi-structural control law

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

Vorontsov P. A., Semionov A. P., Muratov Kh. I. — Metalfluoraplastic application features in friction bearings of turbo-machines

MANUFACTURING TECHNOLOGY

Bazrov B. M., Diomin A. B. — Machine's capabilities determination

Kabaldin Yu. G., Semibratova M. V. — Synergetics of cemented-carbide tool contact area nano-structurization at cutting

Fradkin Ye. I. — Grinding features of modified and non-modified teeth by a plate wheel grinder

In order of discussion

Onischenko A. K. — Flocs as a result of local chain blasts at hydrogen oxidation ramified chemical reaction

Novosiolov Yu. A. — System analysis of basing logic

PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

Shesterikov Ye. N. — Inventory standardization at the heavy engineering plants of small-scale and individual output

Filin G. S. — Production planning of engineering complex items group determining leading dates for special assembly units

Omelchenko I. N., Shumakova Ye. A. — Plant investment policy analysis

TECHNICAL INFORMATION

Gerasimov V. Ya., Kuzmin A. P., Gerasimova O. V. — Threaded joint endurance estimation by metal electroconductivity on the thread

Ivanov A. N. — The "Testing equipment'2006" exhibition

Potapova G. S. — Review of foreign journals

Short messages

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

Сдано в набор 28.12.2006. Подписано в печать 09.02.2007.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 14,56. Заказ 334.

Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

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

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.833.38

А. В. ВЕРХОВСКИЙ, д-р техн. наук (МИЭМ),
С. А. ЛАГУТИН, канд. техн. наук, Е. А. ГУДОВ (ОАО "ЭЗТМ")

Червячные передачи жидкостного трения: состояние вопроса и перспективы развития

Рассмотрены червячные передачи с замкнутыми линиями мгновенного контакта — витка червяка и зуба зубчатого колеса, которые ограничивают область, где смазочный материал заклинивается и в качестве третьего тела передает нагрузку между зубьями. В процессе зацепления избыток смазочного материала из замкнутой области выдавливается, что обеспечивает жидкостное трение между активными поверхностями. Разработан алгоритм расчета, исследована чувствительность данных передач к погрешностям сборки. Представлены результаты стендовых испытаний и намечены перспективы дальнейшего исследования.

The worm gears with closed lines of instantaneous contact between worm thread and gear tooth are considered. These lines bound an area within which lubricant is pinched and begins to transmit the load ad a third body. The reduction of their contour in a meshing process squeezes a surplus lubricant out the closed area and ensures liquid friction between active surfaces. Design algorithm is developed; the gearing sensitivity to assembly errors is investigated. The bench test results are presented. Long-term research prospects are planned.

Основная идея. Улучшение условий смазывания в червячных передачах является одной из основных задач, решаемых специалистами в этой области. Стабильный слой смазочного материала между активными поверхностями может обеспечить снижение температуры в зоне контакта, повышение КПД и нагрузочной способности редуктора и существенное увеличение его долговечности. Для прецизионных делительных передач наличие такого слоя позволяет демпфировать влияние шаговых погрешностей.

Образованию гидродинамического смазочного слоя способствует улучшение таких параметров зацепления, как приведенная кривизна активных поверхностей, угол между касательной к линии мгновенного контакта и вектором скорости скольжения и др. Наилучшие результаты в этом направлении достигнуты при создании модифицированных глобоидных передач с цилиндрическими червяками вогнутого профиля типа ZT [1].

Однако возможен и принципиально иной подход к решению данной задачи. Н. И. Колчин впервые обратил внимание на возможность создания в зоне зацепления между поверхностями витков червяка и зубьев зубчатого колеса замкнутых объемов [2]. Исследуя классическую глобоидную передачу, он заметил, что зубья зубчатого колеса вблизи средней плоскости имеют вогнутый участок, названный им пазухой. В зацеплении с червяком эта пазуха образует с активной поверхностью витков замкнутую полость, в которую нагнетается смазочный материал. При этом создаются условия для повышения давления в смазочном материале как в расширяющемся канале со стесненным выходным сечением. Однако впоследствии П. С. Зак [3] доказал, что в реальных глобоидных передачах, вследствие органического подреза поверхности зубьев, контакт на одной из границ пазухи отсутствует, и эффект нагнетания смазочного материала в значительной степени ослаблен. Обнаружение пазухи в глобоидных передачах явилось толчком к поиску решения задачи создания червячных передач с замкнутым объемом смазочного материала между активными поверхностями червяка и зубчатого колеса.

И действительно, такая передача была создана. Ее идея принадлежит профессору Московского станкоинструментального института Л. В. Коростелеву [4—6]. Рассматривая ортогональную червячную передачу, в которой цилиндрический червяк и сопряженное с ним зубчатое колесо образуют заполюсное зацепление, он предложил выполнить осевой профиль червяка в форме овала, состоящего из двух плавно сопряженных выпуклых участков, и показал, что в этом случае линия мгновенного контакта активных поверхностей представляет собой замкнутую кривую. При повороте червяка длина этой линии и замкнутый внутри нее объем пространства плавно уменьшаются до нуля.

В редукторе с жидким смазочным материалом, который захватывается в замыкающуюся полость между активными поверхностями, в результате в этой полости создается избыточное давление. Заклиненный смазочный материал становится третьим телом, передавая нагрузку с витка на зуб и равномерно распределяя ее по всей площади, ограниченной замкнутым контуром, что снижает поверхностные напряжения по сравнению с передачами, имеющими обычный линейный контакт. В процессе зацепления масло принудительно выдавливается из замкнутого контура, образуя устойчивый смазочный зазор, и обеспечивает жидкостное трение между активными поверхностями.

В дальнейшем идея создания червячных передач жидкостного трения активно разрабатывалась как в России [7—19], так и за рубежом, в Германии и Чехии [20—22].

В данной статье обобщены некоторые результаты теоретических и экспериментальных исследований, выполненных в этом направлении.

Исходные контуры. На рис. 1, *а* представлен исходный контур для червячного зацепления с замкнутыми линиями контакта (ЗЛК) в виде овального осевого профиля [7]. Его форма и положение вполне определяются четырьмя размерами: радиусами r_1 и r_2 дуг овала и расстояниями h_1 и h_2 центров этих дуг от образующей начального цилиндра червяка.

В системе координат, имеющей начало в полюсе P зацепления, такой профиль в момент входа в контакт с зубом зубчатого колеса описывается системой уравнений:

$$\begin{cases} x = f_1(t) = r_{1,2}\sin\alpha \pm h_{1,2}; \\ z = f_2(t) = r_{1,2}\cos\alpha \pm l_{1,2}, \end{cases} \quad (1)$$

где t — переменный параметр, соответствующий текущему углу α профиля (верхний знак относится к меньшей дуге овала); l_1, l_2 — отрезки, значения которых определяются уравнениями:

$$l_2 = h_2\,\mathrm{ctg}\alpha_m; \quad l_1 = l - l_2; \quad l = \sqrt{(r_1 - r_2)^2 - (h_1 + h_2)^2}.$$

Здесь α_m — максимальное значение угла α на головке витка червяка.

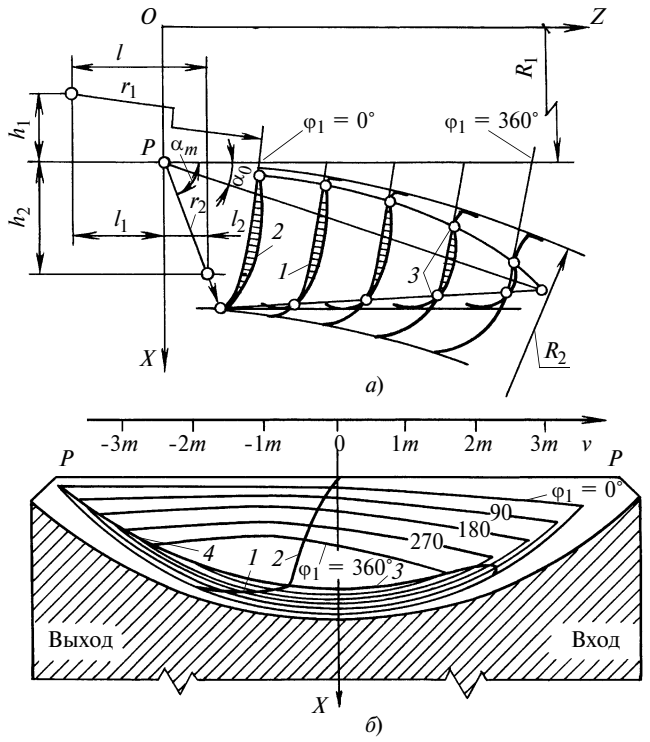


Рис. 1. Червячное зацепление с замкнутыми линиями контакта: *а* — зона зацепления в сечении средней плоскостью колеса (*1* — профиль витка; *2* — профиль зуба; *3* — продольная линия зацепления); *б* — проекции мгновенных ЗЛК на плоскость, перпендикулярную к оси червяка (*1*, *2*, *3*, *4* — активно действующие линии при различных погрешностях монтажа)

Во избежание подрезания зубьев параметры r_1 и h_1 верхнего участка профиля должны быть связаны с делительным радиусом R_2 зубчатого колеса зависимостью $R_2 > 4r_1^2/27h_1$. Подробнее оптимизация параметров овального профиля рассмотрена в работе [14]. Отметим, что стандартный исходный контур, состоящий из прямолинейного ($r_1 \to \infty$) и дугового ($r_2 = 0{,}38m$, где m — модуль) участков, может рассматриваться как частный случай овального профиля, и при большом отрицательном смещении обеспечивает замкнутость линии контакта [10].

Каждый из участков овального профиля в любой момент зацепления имеет свою точку контакта с взаимоогибаемым участком профиля зуба червячного колеса *2*, для нахождения которой достаточно провести через полюс P нормаль к этому участку. Линия зацепления представляет собой ломаную кривую, составленную из двух ветвей *3*, которые являются отрезками конхоид Никомеда и описываются системой уравнений:

$$\begin{cases} x = r_{1,2}\sin\alpha \pm h_{1,2}; \\ z = r_{1,2}\cos\alpha \pm h_{1,2}\,\mathrm{ctg}\,\alpha. \end{cases} \quad (2)$$

Коэффициент перекрытия в зоне существования ЗЛК определяется как отношение перемещения витка червяка на рабочем участке линии зацепления к его осевому шагу:

$$\varepsilon = (\mathrm{ctg}\alpha_0 - \mathrm{ctg}\alpha_m)h_2/(\pi m), \quad (3)$$

где α_0 — угол давления в крайней точке линии зацепления.

На рис. 1, *б* показаны проекции мгновенных ЗЛК на плоскость, перпендикулярную к оси червяка, при различных углах поворота φ_1. В передаче с овальным профилем ЗЛК имеют изломы на окружности, проходящей через точку сжатия ЗЛК. Линиями *1÷4* показаны активно действующие ЗЛК, т. е. траектории перемещений реальных точек контакта при различных погрешностях монтажа (см. ниже).

Для того чтобы ЗЛК не имела изломов, продольная линия зацепления в осевой плоскости передачи также должна быть плавной кривой.

На рис. 2 изображены два варианта исходных контуров для передач с плавными замкнутыми линиями контакта. На рис. 2, *а* профиль выполнен в виде участка эллипса, описываемого системой уравнений [13]:

$$\begin{cases} x = f_1(t) = H - a(1 - \sin t); \\ z = f_2(t) = b\cos t. \end{cases} \quad (4)$$

На рис. 2, *б* показан профиль червяка, очерченный сжатой циклоидой [16]:

$$\begin{cases} x = f_1(t) = h(1 - \cos t); \\ z = f_2(t) = c(t - \sin t), \end{cases} \quad (5)$$

где t — текущий параметр (для одной стороны витка $0 \leqslant t \leqslant \pi$); h — половина высоты профиля; c — относительная толщина витка.

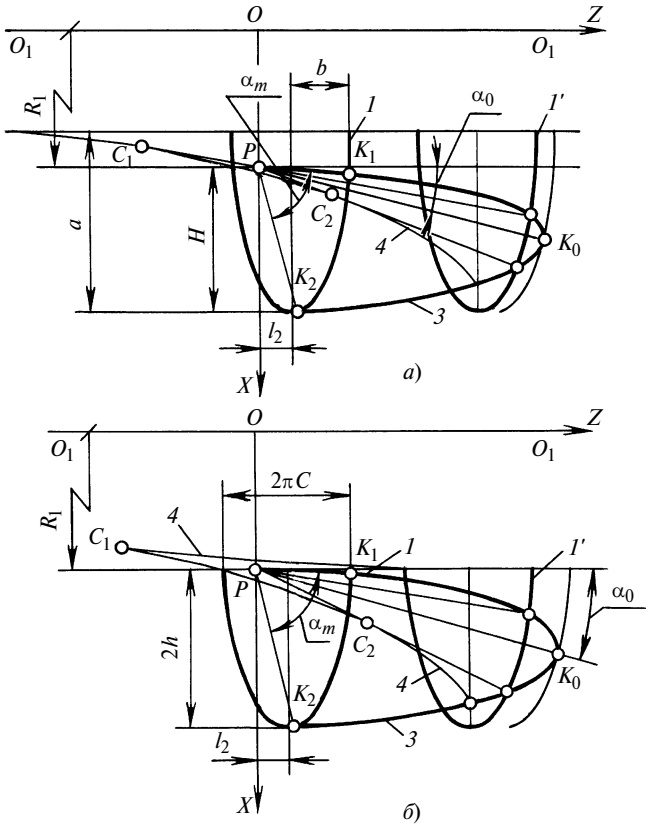


Рис. 2. Осевые сечения витков червяка в передачах с плавными замкнутыми линиями контакта:
а — эллиптический профиль; *б* — циклоидальный профиль; *1* — активные участки профиля; *3* — линия зацепления; *4* — эволюта профиля

На обоих рисунках линиями *3* показаны плавные линии зацепления, а линиями *4* — эволюты профилей, которые пересекают образующую начального цилиндра в точке, определяющей крайнюю точку линии зацепления. Эволюта *4* сжатой циклоиды имеет точку излома, соответствующую максимуму радиуса кривизны этого профиля.

Алгоритм исследования. Для построения поверхности зацепления и активных поверхностей зубьев была разработана единая методика, справедливая для червячных цилиндрических передач с произвольным осевым профилем витка [17].

Поверхность витка червяка можно рассматривать как поверхность, образованную винтовым движением его осевого профиля. Введем неподвижную систему координат (см. рис. 1 и 2), ось Z которой совпадает с осью червяка, а ось X — с межосевой линией передачи. В этой системе осевой профиль витка в произвольный момент зацепления может быть описан через радиус R_1 начального цилиндра, текущий параметр t точки профиля, угол φ_1 поворота червяка и его винтовой параметр p:

$$\begin{cases} X_0 = R_1 + f_1(t); \\ Z_0 = f_2(t) + p\varphi_1. \end{cases} \tag{6}$$

Поворачивая осевой профиль витка на текущий угол ψ, получаем систему уравнений семейства поверхностей F_1 витка червяка:

$$\begin{cases} X_1 = X_0 \cos\psi; \\ Y_1 = X_0 \sin\psi; \\ Z_1 = Z_0 + p\psi. \end{cases} \tag{7}$$

Относительное движение в ортогональной передаче с цилиндрическим червяком геометрически может быть сведено к вращению вокруг оси зацепления $P—P$ с координатами $X_{p-p} = R_1$ и $Z_{p-p} = 0$. Через составляющие V_x, V_z скорости этого движения и проекции n_x, n_z нормалей систему уравнений (7) можно преобразовать в уравнение

$$n_x V_x + n_z V_z = 0. \tag{8}$$

Раскрывая уравнение (8) и исключая из системы уравнений (7) параметр φ_1, получим в явном виде систему уравнений поверхности F_3 зацепления:

$$\begin{cases} X_3 = X_1; \\ Y_3 = Y_1; \\ Z_3 = [X_0 f_1'(t)(X_1 - R_1)]/[p f_1'(t) \sin\psi - \\ - X_0 f_2'(t) \cos\psi]. \end{cases} \tag{9}$$

Линия пересечения поверхности F_3 с любой из поверхностей F_1 представляет собой мгновенную линию контакта при фиксированном значении параметра φ_1. Для аналитического определения ее координат (X_k, Y_k, Z_k) необходимо решить уравнение $Z_3 = Z_1$ и подставить полученное значение $t_k = t_k(\psi)$ в систему уравнений (7).

По заданному межосевому расстоянию a_w передачи находим для фиксированного угла φ_2 поворота зубчатого колеса уравнения поверхности F_2 его зубьев:

$$\begin{cases} X_2 = a_w - R\cos(\beta - \varphi_{2c} + \varphi_2); \\ Y_2 = Y_3; \\ Z_2 = R\sin(\beta - \varphi_{2c} + \varphi_2), \end{cases} \tag{10}$$

где $\beta = \mathrm{arctg}[Z_3/(a_w - X_3)]$; $\varphi_{2c} = (Z_3 - Z_1)/(a_w - R_1)$; $R = \sqrt{(a_w - X_3)^2 + Z_3^2}$.

Рассекая поверхности F_1, F_2, F_3 плоскостями, перпендикулярными к оси зубчатого колеса ($Y_1 = Y_2 = Y_3 = \mathrm{const}$), т. е. подставляя в системы уравнений (7)—(10) значения $\psi = a\sin(Y_1/X_0)$, можно построить соответствующие профили витков червяка и зубьев зубчатого колеса, а также продольные линии зацепления.

Полученный алгоритм удобен для исследования любых ортогональных червячных передач с криволинейным осевым профилем витка цилиндрического червяка. Достоинство данного алгоритма заключается в отсутствии трансцендентных уравнений и итераций, обычно присущих известным методикам. Он был реализован в программе MathCAD.

В зоне существования ЗЛК уравнение $Z_3 = Z_1$ имеет два корня $t_{k1,2} = t_k(\psi)$, на границах замкнутого контура — один корень, а вне этой зоны не имеет решения. Проекции мгновенных контактных линий на плоскость, перпендикулярную к оси червяка, построенные по найденным таким образом значениям X_k и Y_k, для различных значений угла φ_1 поворота червяка показаны на рис. 1, *б* (для передачи с овальным исходным профилем витка).

Построив семейство ЗЛК, нетрудно аналитическим или графо-аналитическим путем найти специфические характеристики рассматриваемых передач: высоту масляного кармана $H = X_{k1} - X_{k2}$, периметр L замкнутой линии контакта, площадь F ограниченного ею контура, глубину масляного кармана $\delta = Z_2 - Z_1$ в произвольной точке с координатами $X_2 = X_1$ и $Y_2 = Y_1$, объем кармана $V = \oint_S \delta dF$ и его производную $V' = dV/d\varphi_1$.

Смазочный зазор и чувствительность к погрешностям сборки. Как отмечалось выше, в процессе зацепления замкнутый контур линии мгновенного контакта сжимается и масло выдавливается из него, раздвигая активные поверхности. При этом зуб зубчатого колеса смещается от положения металлического контакта с червяком на некоторый угол $\Delta\varphi_h$, и в идеально собранной передаче вдоль номинальной линии контакта возникает гидростатический смазочный зазор, пропорциональный косинусу угла α_n давления, величина которого рассчитывается по уравнению

$$\Phi_n = R_2 \Delta\varphi_h \cos\alpha_n. \quad (11)$$

С другой стороны, параметр Φ_n связан с расходом q смазочного материала на единицу длины линии контакта и давлением $p_k = M_2/R_2F$ (M_2 — нагружающий момент) внутри замкнутого контура [8]:

$$\Phi_n = 3{,}31(\mu q/p_k)^{0,4}\rho_{\text{пр}}^{0,2}, \quad (12)$$

где μ — коэффициент динамической вязкости масла; $\rho_{\text{пр}}$ — приведенный радиус кривизны активных поверхностей [9].

Приравнивая уравнения (11) и (12) , получаем выражение для q и, проинтегрировав его по замкнутому контуру линии контакта, после некоторых преобразований получаем

$$R_2\Delta\varphi_h = 3{,}31(\mu Q/p_k J)^{0,4}, \quad (13)$$

где $Q = 2\pi n_1 V'$ — расход смазочного материала в замкнутом кармане (n_1 — частота вращения червяка); $J = \oint_L (\cos\alpha_n^{2,5}/\rho_{\text{пр}}^{0,5})dl$ — интеграл от указанной функции переменных вдоль линии контакта значений α_n и $\rho_{\text{пр}}$.

Изменения Φ_n — нормального смазочного зазора вдоль линии контакта в теоретически точных передачах представлены на рис. 3, *а*. Расчет выполнен для червячной передачи с параметрами: a_w = 120 мм, m = 6 мм, u = 31 и овальным исходным профилем витка при n_1 = = 760 мин$^{-1}$ и M_2 = 200 Н · м [11].

Для разных фаз зацепления и разных точек линии контакта значение Φ_n изменяется от 3 до 10 мкм. Эта величина на порядок больше толщины гидродинамического смазочного слоя, возникающего в обычных передачах при тех же условиях нагружения, но, к сожалению, она вполне сопоставима с теми зазорами, которые возникают между активными поверхностями червяка и зубчатого колеса в результате погрешностей сборки.

В реальной передаче угловая погрешность $\Delta\varphi_2$ положения червячного колеса определяется для любой точки линии номинального контакта по приближенной зависимости [1]

$$\Delta\varphi_2 = -[f_{ar}n_x + (Y_k n_z - Z_k n_y)f_{\Sigma r}/b - f_{xr}n_y]/(n_z R_2), \quad (14)$$

где $f_{ar}, f_{xr}, f_{\Sigma r}$ — соответственно отклонение межосевого расстояния, смещение средней плоскости зубчатого колеса и отклонение межосевого угла, измеряемое в микрометрах на ширине b венца колеса; Y_k, Z_k, n_x, n_y, n_z — координаты рассматриваемой точки и соответствующие им проекции вектора контакт-нормали.

При этом в каждый момент времени контакт имеет место только в той точке, в которой угол $\Delta\varphi_2$ достигает своего максимального для данной линии положительного значения $\Delta\varphi_{2\max}$. Траектории перемещения этих точек при раздельном действии погрешностей сборки показаны кривыми *1—4* на рис. 1, *б*.

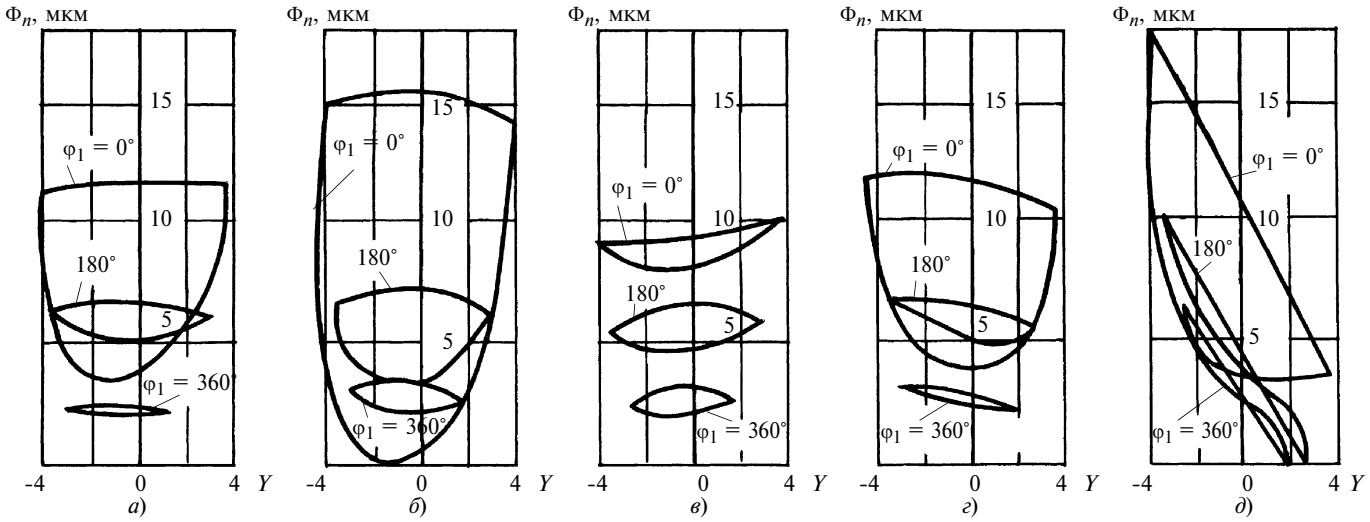


Рис. 3. Изменения нормального смазочного зазора в начальной (φ_1 = 0), средней (φ_1 = 180°) и конечной (φ_1 = 360°) фазах зацепления: *а* — без погрешностей; *б* — ($-f_{ar}$); *в* — ($+f_{ar}$); *г* — ($+f_{vr}$); *д* — ($-A_{\varepsilon r}$)

С учетом уравнений (11) и (15) нормальный зазор в реальной передаче для каждой точки линии номинального контакта определяется выражением

$$\Phi_n = R_2(\Delta\varphi_{2\max} - \Delta\varphi_2 + \varphi_h)\cos\alpha_n. \qquad (15)$$

Совместное решение уравнений (12) и (15) после интегрирования по замкнутому контуру линии контакта приводит к зависимости [11]

$$\oint_L [R_2(\Delta\varphi_{2\max} - \Delta\varphi_2 + \Delta\varphi_h)\cos\alpha_n]^{2,5} dl =$$

$$= 125{,}6\mu\,\rho_{\text{пр}}^{0,5}\, V'FR_2 n_1/M_2. \qquad (16)$$

В уравнении (16) периметр L мгновенной замкнутой линии контакта, площадь F, ограниченная этой линией, производная V' от объема смазочного материала в кармане, угол α_n и приведенный радиус $\rho_{\text{пр}}$ кривизны зависят только от геометрии передачи и постоянны для каждого фиксированного угла φ_1 поворота червяка. Величины $\Delta\varphi_2$ и $\Delta\varphi_{2\max}$ зависят также от вида и величины погрешности монтажа. Режим работы передачи характеризуется параметром n_1 и моментом M_2 на валу зубчатого колеса.

Уравнение (16) решалось численно. Сначала были получены значения $\Delta\varphi_h$ в различных фазах зацепления передачи, собранной с отдельными погрешностями сборки. Затем по уравнению (15) были построены графики распределения нормального смазочного зазора вдоль линии наибольшего сближения активных поверхностей (рис. 3, *б—д*) для погрешностей f_{ar} = 5,3 мкм, f_{xr} = = 4 мкм, $f_{\Sigma r}$ = 19 мкм. Параметры передачи и режима ее нагружения указаны выше.

Анализ полученных графиков показал, что увеличение межосевого расстояния в пределах допуска приводит к выравниванию нормального смазочного зазора вдоль теоретической линии контакта; уменьшение межосевого расстояния увеличивает неравномерность смазочного зазора вплоть до появления металлического контакта в начальной фазе зацепления; смещение средней плоскости мало изменяет форму и толщину смазочного зазора; отклонение межосевого угла передачи приводит к металлическому контакту в конечной фазе зацепления и является наиболее опасной из погрешностей.

В целом расчетные допуски, при которых передача может работать в режиме жидкостного трения без предварительной приработки, существенно жестче допусков на сборку передачи для 7-й степени точности по ГОСТ 3675—81.

Исследования давления смазочного материала, КПД редуктора и износа зубчатой передачи. Для измерения давления P_k в масляном кармане на торце червячного колеса были закреплены датчики, к которым смазочный материал поступал из точки вырождения ЗЛК по каналам, выполненным в теле зуба зубчатого колеса [12]. Эксперимент проводился на передаче с овальным осевым профилем витка червяка и указанными выше параметрами. После расшифровки осциллограмм были построены кривые изменения P_k в зоне существования ЗЛК. Максимальное давление смазочного материала в конце зацепления достигало 800 кПа.

Заметим, что каналы, выполненные в теле зуба, можно использовать и в обратном направлении, подавая через них смазочный материал от внешнего источника [15]. Такое решение позволяет резко увеличить толщину гидростатического смазочного слоя между активными поверхностями, но существенно усложняет конструкцию передачи.

Результаты стендовых испытаний опытных передач с жидкостным трением [18, 19] представлены на рис. 4 и 5. Передачи с параметрами: a_w = 80 мм, m_x = 3,15, z_2 = 40, d_1 = 34 мм, d_2 = 126 мм, z_1 = 1 были встроены в корпус серийного редуктора Ч-80.

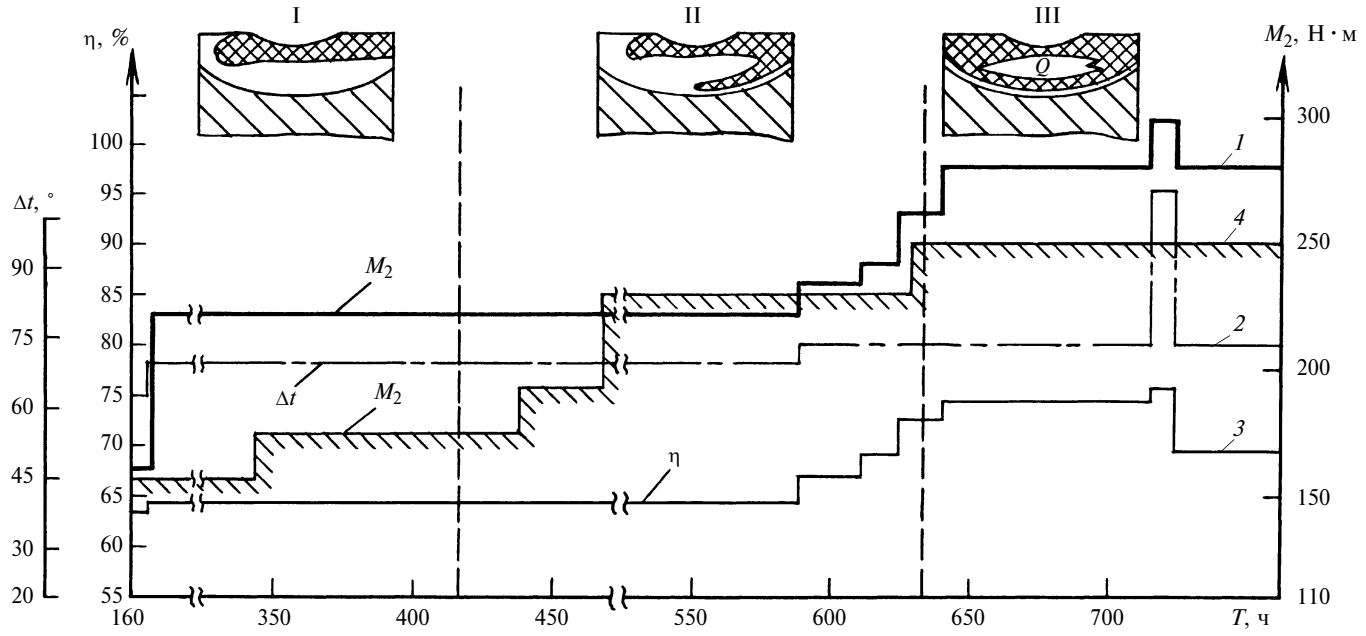


Рис. 4. Графики изменения КПД, разности температур Δt и M_2 при стендовых испытаниях передач с цилиндрической (*1—3*) и глобоидальной (*4*) наружной поверхностью зубчатого колеса

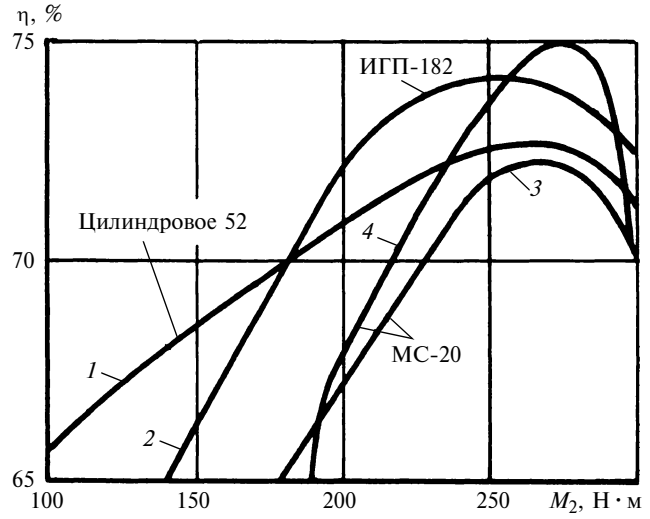


Рис. 5. Зависимости КПД от нагружающего момента при смазывании передач с глобоидальной (*1—3*) и цилиндрической (*4*) наружной поверхностью червячного колеса

Испытывались передачи с эллиптическим профилем витка червяка и с червячными колесами двух типов: в первом наружная поверхность зубчатых колес была выполнена традиционной тороидной формы, при которой на поверхности зуба сохраняются участки дополюсной зоны зацепления; во втором наружная поверхность зубчатого колеса совпадала с делительным цилиндром, т. е. с диаметром $d_{a2} = m_x z_2$.

Приработка передач выполнялась при ступенчатом нагружении: на первой ступени 20÷25 % от номинальной. На каждой следующей ступени величина допустимой нагрузки определялась температурой смазочного материала в редукторе, которая не должна была превышать температуру окружающей среды больше чем на 70÷75 °С. Приработку на каждой ступени нагружения выполняли до получения установившейся температуры смазочного материала в корпусе редуктора и стабилизации КПД, но не менее 24 ч. Абсолютное значение температуры смазочного материала считалось предельным при 90÷95 °С.

На рис. 4 показано развитие пятна износа (заштрихованные области) на активной поверхности зуба в процессе приработки: зоны *I* и *II* относятся к периоду приработки, зона *III* — к номинальному режиму. Наличие погрешностей в дополюсной зоне обусловливает первоначальный контакт на головке зуба зубчатого колеса. В дальнейшем пятно контакта распространяется на всю активную поверхность зуба, при этом снижается нагрев передачи. Зона *Q* является зоной отсутствия износа, т. е. именно в этой области наступает и сохраняется до выхода зуба из зацепления полное жидкостное трение, отсутствует металлический контакт и, как следствие, нет износа. В передаче с цилиндрической наружной поверхностью зубчатого колеса (см. рис. 4, кривые *1—3*) отсутствует дополюсная зона, и жидкостное трение в передаче наступает при менее продолжительной приработке.

На рис. 5 показаны зависимости, полученные при экспериментальных испытаниях передач с использованием различного смазочного материала: МС-20, ИГП-182, Цилиндровое 52. Зависимость изменения КПД от крутящего момента на валу червячного колеса позволяет определить экстремальные значения, при которых нагрузочная способность передачи приближается к номинальной. Номинальная нагрузка передачи изменяется от 250 до 280 Н · м, что заметно выше рабочей нагрузки, величина которой для данного типоразмера редуктора составляет 191 Н · м.

Анализ зависимостей на рис. 5 показал, что используемый смазочный материал влияет на значения КПД, но не оказывает существенного влияния на величину максимального крутящего момента на валу червячного колеса. Максимальные значения крутящего момента и КПД наблюдались в передаче с цилиндрической наружной поверхностью зубчатого колеса. Это объясняется исключением дополюсной зоны зацепления с незамкнутыми участками линий контакта, которые не несут существенной нагрузки в передаче, но резко усиливают отрицательное влияние погрешностей изготовления и сборки.

Заключение. Когда в 1950-е годы возникла идея создания подшипников жидкостного трения (ПЖТ), то для ее реализации на ЭЗТМ был построен специальный цех. Это была сложная задача, но усилия не были напрасными. Результаты проведенных экспериментов показали, что реализация принципа жидкостного трения в червячных передачах могла бы кардинальным образом решить проблему повышения КПД, износостойкости и несущей способности. Однако их промышленное освоение требует тщательной отработки технологии, обновления станков, инструмента и т. д. Экономические изменения в стране, к сожалению, не позволили найти необходимые для этого средства, и в конце 1980-х годов эти работы были прекращены.

Сегодня появились признаки возрождения российского машиностроения, поэтому надеемся, что в ближайшее время возродится и интерес к внедрению передач жидкостного трения. Для этого необходимо будет решить следующие задачи:

1. Разработать программы для компьютерного моделирования зацепления и контакта, обеспечивающих возможность выбора оптимальных значений нагрузочной способности профилей с учетом влияния погрешностей сборки на работоспособность передачи.

2. Создать прогрессивные методы шлифования витков червяка и профилирования зуборезного инструмента с использованием станков с ЧПУ, позволяющих получать червяки и зубчатые колеса с широкой номенклатурой профилей зубьев и необходимой степенью точности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Литвин Ф. Л.** Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука, 1968. 584 с.

2. **Колчин Н. И.** Аналитические основы дифференциального метода исследования зубчатых зацеплений // Труды семинара по ТММ. М.: АН СССР. Т. XVI. Вып. 64. 1957. С. 26—53.

3. **Зак П. С., Шапиро И. И.** О несущей способности контакта в червячных зацеплениях // Вестник машиностроения. 1968. № 3. С. 14—17.
4. **Червячная** передача: А. с. 257246 СССР: МКИ F 16Н1/16.
5. **Способ** обработки зубьев зубчатых колес передачи с произвольным расположением осей: А. с. 229189 СССР: МКИ В 23 F 21/00.
6. **Коростелев Л. В., Лагутин С. А.** Синтез зубчатых передач с замкнутой линией контакта // Машиноведение. 1969. № 6. С. 44—50.
7. **Лагутин С. А.** Червячные передачи с замкнутой линией контакта // Машиноведение. 1970. № 6. С. 41—46.
8. **Лагутин С. А.** К определению условий образования смазочного слоя в передачах с замкнутыми линиями контакта // Машиноведение. 1992. № 4. С. 108—110.
9. **Лагутин С. А.** Приведенная кривизна активных поверхностей в червячных передачах с замкнутыми линиями контакта // Проблемы исследования, проектирования и изготовления зубчатых передач. Хабаровск: Изд-во ХПИ, 1974. С. 96—100.
10. **Лагутин С. А., Верховский А. В.** Изготовление червячных передач с замкнутыми линиями контакта стандартным инструментом // Станки и инструмент. 1975. № 2. С. 9—10.
11. **Лагутин С. А., Верховский А. В.** Точность монтажа червячных передач с замкнутыми линиями контакта // Станки и инструмент. 1977. № 8. С. 14—17.
12. **Лагутин С. А., Серов К. С., Верховский А. В.** Метод экспериментального исследования червячных передач с замкнутыми линиями контакта // Машиноведение. 1977. № 6. С. 56—60.
13. **Верховский А. В.** Червячная передача с эллиптическим осевым профилем червяка // Изв. вузов. Машиностроение. 1978. № 2. С. 45—51.
14. **Сандлер А. И.** Оптимизация параметров осевого профиля червяка в передачах с замкнутыми линиями контакта // Металлорежущие станки и автоматические линии. М.: НИИМАШ, Вып. 6. 1978. С. 29—33.
15. **Червячное** колесо с гидростатической смазкой: А. с. 602716 СССР: МКИ F 16 Н 1/16, F 16 Н 55/22.
16. **Червячная** передача: А. с. 744169 СССР: МКИ F 16 Н 1/16.
17. **Верховский А. В., Лагутин С. А.** Метод автоматизированного проектирования червячных зацеплений // Автоматизированное проектирование механических передач. Ижевск: 1982. С. 4—5.
18. **Верховский А. В., Тиунов В. В., Шульц В. В.** Определение условий жидкостного трения в червячной передаче с эллиптическим профилем витка червяка // Проектирование механизмов и динамика машин. М.: ВЗМИ, 1985. Вып. 19. С. 121—126.
19. **Верховский А. В., Лагутин С. А.** Результаты исследований червячных передач с жидкостным трением // Proc. JuDEKO "Nauka, istrazivanje i razvoj masinskih sistema i elemenata". Beograd; 1987. UE-5. P. 1—12.
20. **Stade G.** Evolventen- und zykloidenformige flanken geschliffener Gewinderwerkstucke. "Werkstatt und Betrieb". 105. 1972. N 9. S. 649—655 (см. U. S. Patent N 3695119, Int. Cl. F 16 H 1/0, F 16 H 57/04, U. S. Cl. 74/427, 24/468, Filed 28.09.1970; Deut. Patentschrift N 2103537, Int. cl. F 16 H 55/22, Deut. kl. 47 H 55/2, Anmeldetag 15.01.1971).
21. **Zosel F., Jarchow F.** Zylinderschneckentriebe mit Epizycloidenprofil im Schnekenstirn—schnift—Auslegung, Verlustleitung Tragfahigkeit, "Konstruktion". 1978. 29. N 11. P. 433—450.
22. **Klimo V., Pazak A., Chrobak J.** Tribological Problems of the Meshing of Teeth of Cylindrical Worm Gears // Symposium on Gearing and Power Transmissions. Tokyo. 1981. V. 1. P. 123—126.

УДК 621.865.8

С. О. НИКИФОРОВ, д-р техн. наук, Б. Е. МАРХАДАЕВ, канд. техн. наук (БНЦ СО РАН, г. Улан-Удэ);
И. Б. ЧЕЛПАНОВ, д-р техн. наук (СПбГПУ)

Изменение компоновочных структур механизмов манипуляционных роботов[1]

Изменение компоновочных структур механизмов самих манипуляционных роботов и роботов совместно с обслуживаемым оборудованием может быть как вынужденным, выполняемым в соответствии с производимыми операциями, так и целенаправленным — для расширения возможностей манипулирования и улучшения функционирования робототехники. Целенаправленное изменение структур механизмов манипуляторов роботов различного назначения в соответствии с поставленными задачами требует изучения их особенностей, обобщения многочисленных и разнообразных приемов изменения структур и разработки предложений по их реализации.

Рассмотрим примеры, в которых реализуется или учитывается переменность компоновочных структур и параметров механизмов манипуляторов.

Совмещение нескольких движений. При управлении механизмами манипуляторов промышленных роботов (ПР) нередко задаются такие режимы, при которых на некоторых этапах движения имеет место только одна степень свободы, и на определенных этапах происходит совмещение движений. Например, при переносе объекта совмещение движений происходит только на втором этапе переноса. На первом этапе при взятии объекта с горизонтальной плоскости манипулятором, работающим в цилиндрической системе координат, как правило, задается движение вверх при работе одного привода вертикального перемещения. На последнем этапе при установке объекта на горизонтальную плоскость движение вниз задается также по вертикали (рис. 1).

В данном случае фиксирование обобщенных координат на первом и последнем этапах эквивалентно наложению геометрических связей, т. е. переход от этапа к этапу эквивалентен изменению структуры механизма (изменение числа степеней

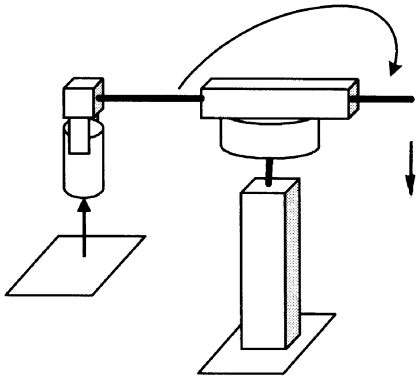


Рис. 1

[1]Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ, номер проекта 05-08-49974а.

свободы), хотя это осуществляется не механическими, а программными средствами.

Замыкание первоначально разомкнутой кинематической цепи. ПР захватывает неподвижный объект (заготовку, деталь), находящийся в зажимном (выдающем) устройстве. В процессе захватывания происходит замыкание первоначально разомкнутой кинематической цепи со всеми вытекающими последствиями. Схват, вышедший в конечное положение с погрешностями линейных перемещений и углов поворота, в процессе захватывания (схождения губок) "выправляет" свое положение.

Процесс захватывания сопровождается наложением стационарных кинематических связей на последнее звено механизма манипулятора. При захватывании происходит преобразование механизма с разомкнутой кинематической цепью в механизм с замкнутой кинематической цепью. При этом число налагаемых связей изменяется, точнее увеличивается. При отпускании объекта число степеней свободы восстанавливается.

Возможны различные варианты установки объекта, когда в зависимости от схемы и устройства неподвижного приспособления уменьшается число степеней свободы схвата с объектом по разным координатам. Например, при захватывании вала в центрах (рис. 2, *а*) остается степень свободы, соответствующая повороту вокруг оси x, а при захватывании цилиндрического объекта из гнезда с прямолинейными вертикальными направляющими остаются степени свободы, соответствующие вертикальному перемещению и повороту вокруг оси z (рис. 2, *б*).

Таким образом, схему замыкания кинематической цепи необходимо каждый раз конкретизировать для того, чтобы выяснить, по каким степеням свободы налагаются ограничения, и как они изменяются в процессе захватывания.

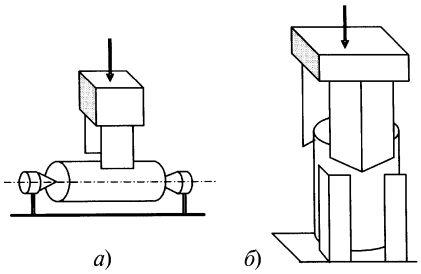


Рис. 2

Наложение связей. Рассмотрим пример перемещения рабочего органа манипулятора (с объектом или без него) с замыканием кинематической цепи на заключительном этапе перемещения с помощью специальных приспособлений. Если требуется высокая точность позиционирования при переносе объекта в заданное положение, устанавливаются специальные ловители. Простейшие ловители представляют собой направляющие с расширенной входной частью для центрирования схвата. При движении схвата вместе с базирующими элементами (рис. 3, утолщенные линии) и контакте с направляющими происходит наложение связей. Плоский двухзвенный механизм превращается в шатунно-кривошипный механизм.

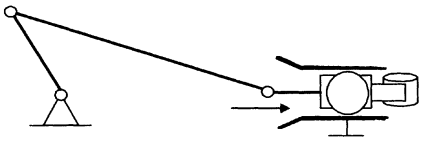


Рис. 3

Введение в кинематические цепи дополнительной степени свободы [1]. Рассмотрим работу циклоидального манипулятора, выполненного в виде шарнирного двузвенника. Захват и освобождение объекта вблизи точек мгновенной остановки осложняются тем, что на эти процессы отводится мало времени, поэтому было предложено увеличить число степеней свободы. Схват закреплен не на втором поворотном звене, а на выдвижном штоке, который удерживается сжатой пружиной. Для вытягивания штока необходимо приложить усилие, превосходящее усилие сжатой пружины. Для этого в циклоидальном манипуляторе на схвате имеется дополнительный механизм и предусмотрен стыковочный элемент, который захватывается неподвижным вспомогательным захватным устройством. Вспомогательный механизм удерживает основной схват в течение времени, необходимого для захватывания. Второе звено манипулятора продолжает двигаться. Но как только создаваемое усилие превысит усилие сжатой пружины, шток начнет вытягиваться. Это будет происходить до тех пор, пока вспомогательное захватное устройство раскроется.

Вспомогательное захватное устройство может быть активным или пассивным. Активное захватное устройство имеет привод. После освобождения стыковочного элемента основного схвата шток вместе со схватом под действием пружины втягивается. Для того чтобы при втягивании не было удара используется демпфер. В случае необходимости выдвижной шток может иметь конструкцию, при которой после преодоления усилия сжатой пружины схват приобретает несколько степеней свободы.

Сопряжение устанавливаемой детали с неподвижной базовой деталью. При автоматической сборке нередко осуществляется сборка пары "вал—втулка" [2]. При этом последовательно изменяется число точек контакта подвижного вала с неподвижной втулкой (рис. 4) и происходит распределение усилий, вследствие чего изменяется характер связей при замыкании кинематической цепи. В случае силового замыкания кинематической цепи манипулятора при автоматической сборке используется упругий элемент, рабочие характеристики которого подобраны таким образом, что застревание и заклинивание исключаются. Данный подход целесообразно применять и

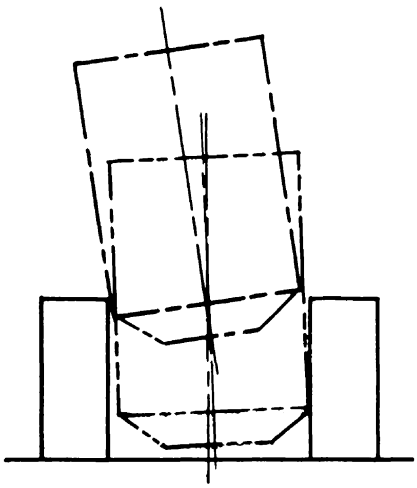


Рис. 4

при изменении структуры механизма на этапах, когда разъединенные кинематические цепи автоматически соединяются, т. е. звенья собираются по кинематическим парам.

Использование дополнительного автоматического механизма, например, второго ПР для задания точного движения вблизи конечной позиции. При необходимости выполнения точных движений на заключительном этапе редко используется следующее: вблизи заданной точки позиционирования схват первого транспортирующего робота захватывается схватом второго прецизионного робота (или иного механизма с малым числом степеней свободы), который ведет переносимый объект по заданной траектории. Поскольку рабочая зона второго робота мала, а выполняемые им движения просты, то обеспечивается высокая точность траектории на заключительном этапе.

Манипулирование крупногабаритным объектом с помощью двух ПР. Роботы могут быть как равноправными, так и неравноправными, в этом случае один из них ведущий. И в том, и в другом случае кинематические цепи роботов при работе замыкаются друг на друга через объект.

Колесно-шагающие транспортные роботы (рис. 5). При движении по гладкой поверхности используются приводы, вращающие колеса. При этом шарниры рычагов или зажимаются, или за счет их степеней свободы осуществляется амортизация. При движении по поверхности с препятствиями колеса затормаживаются, движение осуществляется способом перешагивания. Изменение структуры осуществляется управлением степенями свободы.

В последнее время круг задач, где необходима переменность компоновочных структур механизмов, расширился. Рассмотрим некоторые из них.

Захватывание объекта с движущегося основания — конвейера или поворотного стола. При этом важны способы установки и закрепления объекта на основании и связи, налагаемые при захватывании, т. е. при замыкании кинематической цепи манипулятора. В данном случае они нестационарные. Причем замыкание должно быть кратковременным, пока точка расположения объекта на движущемся основании и точка мгновенной остановки схвата ПР не разойдутся. В работе [3] уже рассматривались вопросы кинематического согласования манипулятора с движущимся основанием, силовое же взаимодействие не исследовалось. Основное требование — равенство абсолютных скоростей схвата и движущегося объекта в момент захватывания (относительная скорость равна нулю).

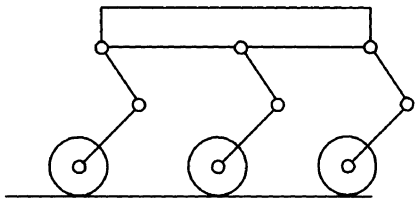


Рис. 5

Получение задаваемых программой интервалов выстоя схвата механизма циклового манипулятора, воспроизводящего циклоидальную траекторию. Звенья циклового манипулятора вращаются с постоянной угловой скоростью. Рабочий орган имеет точки мгновенной остановки. Было предложено в точках мгновенной остановки осуществлять расстыковку схвата вместе с объектом и последнего звена механизма циклового манипулятора [1], далее фиксировать и оставлять его на месте в течение заданного числа оборотов, а затем вновь состыковывать его с механизмом для переноса на другую позицию. При этом схват вместе со стыковочным устройством играет роль спутника. Узел стыковки должен обеспечивать многократное быстрое и надежное выполнение операций. В данном случае всегда стыкуются одни и те же устройства, поэтому конструкцию стыковочных узлов достаточно отработать один раз.

Перенос объекта манипулятором, при котором перемещающиеся относительно друг друга звенья в конце определенных этапов движения фиксируются с помощью специальных упоров. Само же движение осуществляется путем приложения импульсов, создаваемых специальными импульсными двигателями. Данный способ был применен в конструкциях манипуляторов ПР с цикловым управлением. Например, при задании типовой траектории переноса робота, работающим в цилиндрической системе координат, при последовательной работе приводов (отсутствует совмещение во времени перемещений по разным степеням свободы) устанавливаются управляемые упоры на пути выдвижной руки и по траектории поворота. При воздействии одного из упоров изменяется структура механизма: исключается одна из степеней свободы. Перенос осуществляется следующим образом: сначала происходит выход на упор по одной степени свободы (втягивание руки), затем по второй степени свободы (например, поворот против часовой стрелки), далее выход на второй упор (вытягивание руки), после чего процесс переноса заканчивается. Управление движением осуществляется включением-выключением приводов, упоры в этом не принимают участия. Таким образом, изменение структуры приводит к переходу от двух степеней свободы к одной, а затем к полной фиксации [4, 5].

Упоры могут фиксировать положения обоих звеньев относительно неподвижного основания и положение второго звена относительно первого. Участки движения с одной и двумя степенями свободы чередуются. Выход на тот или иной упор определяется не работой приводов, а естественным движением, происходящим в соответствии с законами динамики. Снятие с упоров осуществляется по командам, которые подаются в определенные моменты времени в зависимости от углов поворота звеньев.

Использование структурной избыточности механизмов манипуляторов параллельной структуры. В последнее время в манипуляторах различного назначения, испытательных стендах и станках используются механизмы, у которых выходные звенья соединены приводными звеньями переменной управляемой длины с неподвижным основанием. Наибольшее распространение среди подобных механизмов получила шестистепенная платформа Стюарта (рис. 6, *а*).

Как правило, используется компоновка, при которой платформа располагается сверху, опираясь на приводные звенья — гидроцилиндры или линейные электроприводы с

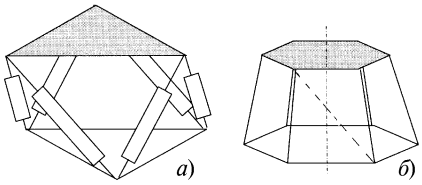


Рис. 6

винтовой передачей. Изменяя длину приводных звеньев можно задавать любые сочетания линейных перемещений и углов поворота. Ограничения на перемещения накладывают требования исключения особых положений, в которых платформа становится неуправляемой [6]. Особые положения (зоны) определяются по нескольким критериям. В частности, не допускается, чтобы продольные оси приводных звеньев пересекали одну и ту же прямую (рис. 6, *б,* штрихпунктирная линия — ось симметрии). Для того чтобы обеспечить управляемость в этих зонах вводится дополнительное приводное звено помимо шести основных (рис. 6, *б*, штриховая линия). Если нет выхода из зоны управляемости (дополнительное звено находится в пассивном режиме — привод дополнительного звена отключен), то звено становится неуправляемым по длине и практически не влияет на выполнение движений. В указанных зонах вблизи особых положений один из основных приводов отключается (переводится в пассивный режим), а дополнительное звено становится управляемым. Реальное изменение структуры механизма в данном случае осуществляется без видимых изменений кинематики, путем изменения свойств приводных звеньев: активные звенья изменяются по длине, а пассивные без сопротивления принимают размеры, задаваемые перемещением платформы. Основной недостаток подобных схем — малые размеры рабочей зоны по сравнению с габаритными размерами механизма.

Подвесная платформа с гибкими звеньями при наличии избыточности. А. Н. Волковым была предложена [6] обращенная схема платформы с шестью степенями свободы (рис. 7). Платформа подвешена на шести тросах. Длина тросов изменяется с помощью лебедок, в результате чего платформа перемещается. Здесь аналогично платформе Стюарта изменением длин приводных звеньев можно задавать любые сочетания линейных перемещений и углов поворота.

Существует множество технических задач, для решения которых может быть использована данная платформа. Например, ее можно использовать на силовых мачтах с растяжками для перемещений различных грузов на станционных дворах и открытых складах вместо козловых кранов. Достоинством данной схемы является отсутствие ограничений длин гибких звеньев (тросов). Основное условие — натяжение тросов, в противном случае теряется однозначность фиксирования. Это существенно ограничивает перемещение платформы. Для расширения возможностей перемещения к платформе подсоединяются дополнительные тросы, которые натягиваются при необходимости. С их помощью могут прикладываться усилия в определенных направлениях. Таким образом, есть тросы первой группы — базирующие и тросы для задания требуемых перемещений — тросы второй группы (силовые). Лебедки основных тросов отключаются, они не участвуют в позиционировании платформы. Таким образом, при провисании базирующих тросов осуществляется изменение структуры механизма. При натяжении силовых тросов структура не изменяется, но при натяжении очередного троса изменяется схема силового взаимодействия. Подобное изменение структуры оказывается эффективным и для меньшего числа степеней свободы.

Шагающие автоматы. Транспортные роботы такого типа разрабатывались для перемещения по горизонтальным поверхностям и поверхностям с небольшими препятствиями [7]. Сегодня есть необходимость [8] в роботах, способных перемещаться по пространственным конструкциям ("техногенным средам") путем перехватывания конечностей опорных элементов этих конструкций схватами. Отрыв наконечника или схвата конечности от опоры приводит к разрыву механической связи (удерживающей или неудерживающей), а контакт или захватывание элемента — к возникновению связи.

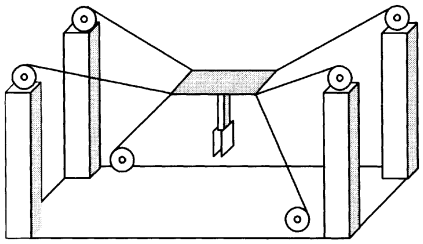


Рис. 7

Изменение структуры механизма может осуществляться как во время движения, так и во время остановки. Изменение структуры путем наложения связей или освобождения от них (изменение числа степеней свободы) или другими способами, например изменением закона управления приводами, приводит к изменениям уравнений движения, кинематических и динамических характеристик [9].

Задачи, решаемые применением тех или иных способов изменения структуры:

1. Технологическая необходимость, определяемая назначением, например, замыкание кинематической цепи при захватывании заготовки, находящейся в неподвижном или подвижном зажимном устройстве, схватом руки при роботизированной сборке или при постановке ноги на опору.

2. Расширение рабочей зоны и исключение особых положений (конфигураций) механизмов, в которых он становится неуправляемым. Например, для подвесных платформ, когда есть необходимость в положительных усилиях во всех гибких звеньях (тросах), введение дополнительных тросов при большом разнесении их направлений дает возможность коррекции конфигураций и увеличения объемов рабочих зон.

3. Возможность формирования траекторий, которые не свойственны механизмам рассматриваемого типа, например в случае, когда звенья механизма циклоидального манипулятора на некоторых этапах соединяются друг с другом с помощью фиксирующих упоров. При этом обеспечивается возможность размещения точек мгновенных остановок в разных местах внешней границы рабочей зоны [5].

УДК 621.436:621.2

А. Д. НАЗАРОВ, д-р техн. наук (Мемфис, США)

Повышение долговечности двигателей путем компенсации суммарной неуравновешенной массы деталей КШМ изменением параметров пробок грязесборников

Приведены теоретические основы компенсации суммарной неуравновешенной массы деталей КШМ восьмицилиндровых V-образных двигателей путем изменения массогеометрических параметров и конструкции пробок грязесборника в шатунных шейках коленчатого вала и формулы для расчета значений компенсируемых масс. Предложено шесть вариантов компенсации СНМ деталей КШМ для уравновешивания двигателей.

Theory of compensating total unbalanced mass of V8 engines crank gear components is suggested by changing mass-geometric and design of mud collector bungs in connecting rod journals, and formula to calculate compensated mass values. Six variants of compensating total unbalanced mass of crank gear components to balance engines.

Суммарная неуравновешенная масса (СНМ) деталей КШМ в двигателях вызывает дополнительный свободный суммарный неуравновешенный момент, приводит к росту изнашивания и неравномерности износа коренных подшипников коленчатого вала, снижению долговечности двигателей, увеличению вибраций и уровня шума при работе двигателей. Это связано с использованием ремонтных и усовершенствованных деталей КШМ, которые затрудняют обеспечение уравновешенности двигателей и вызывают определенные трудности при балансировке коленчатого вала. Поэтому необходима разработка теоретических основ и способов компенсации СНМ, которые позволят уменьшить изнашивание и неравномерность износа коренных подшипников коленчатого вала, повысить долговечность двигателей и улучшить их виброакустические показатели.

Действующие в новых восьмицилиндровых V-образных двигателях свободные суммарные неуравновешенные моменты $M_{R\text{ои}}$ и $M_{R\text{ок}}$, соответствующие номинальной массе деталей КШМ, предусмотренных при проектировании, определяются по формулам [1, 2]:

$$M_{R\text{ои}} = 3{,}162 l_2 \omega^2 [(m_j + 2m_R + m_\text{к}) r + 2m_\text{р} r_\text{р} + m_\text{м} r_\text{м}]; \quad (1)$$

$$M_{R\text{ок}} = 3{,}162 l_2 \omega^2 [(m_j + 2m_R + m_\text{к} + \Delta m_{\text{пр}i} + \Delta m_{\text{шр}i}) r + 2m_\text{р} r_\text{р} + m_\text{м} r_\text{м}], \quad (2)$$

где l_2 — расстояние между серединами двух соседних шатунных шеек; ω — угловая скорость коленчатого вала; m_j и m_R — номинальные массы соответственно поступательно движущихся и вращающихся деталей КШМ, предусмотренные при проектировании двигателя; $m_\text{к}$ — масса неуравновешенных частей коленчатого вала; r — радиус кривошипа; $m_\text{р}$ — масса пробки грязесборника в шатунной шейке коленчатого вала; $r_\text{р}$ — расстояние от оси вращения до центра тяжести массы $m_\text{р}$; $m_\text{м}$ — масса масла в полости шатунных шеек коленчатого вала работающего двигателя; $r_\text{м}$ — расстояние от оси вращения до центра тяжести грязесборника в шатунной шейке; $\Delta m_{\text{пр}i}$ — разность масс поршня с поршневыми кольцами i-го ремонтного размера и поршня номинального размера; $\Delta m_{\text{шр}i}$ — неуравновешенная масса, появляющаяся на оси каждой шатунной шейки коленчатого вала при замене шатунных вкладышей номинального размера на вкладыши i-го ремонтного размера.

Для конкретных моделей двигателей значения параметров l_2, m_j, m_R, $m_\text{к}$ и r определяются при проектировании и являются постоянными.

Введем следующие обозначения:

$$\text{в} = 3{,}162 l_2 r; \quad (3)$$

$$m_0 = m_j + 2m_R + m_\text{к}, \quad (4)$$

где в — постоянный конструктивный коэффициент.

Тогда формулы (1) и (2) будут иметь вид:

$$M_{R\text{ои}} = \text{в}\omega^2 (m_0 + 2m_\text{р} k_\text{р} + m_\text{м} k_\text{м}); \quad (5)$$

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

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Никифоров С. О.** Циклоидальные манипуляторы: новые схемы, механика, управление, применение // Вестник машиностроения. 2002. № 6. С. 3—8.

2. **Шахинпур М.** Курс робототехники: Пер. с англ. М.: Мир, 1990. 527 с.

3. **Никифоров С. О., Челпанов И. Б., Мандаров Э. В.** Задачи кинематики вспомогательных промышленных роботов при захватывании объектов во время движения // Вестник машиностроения. 2003. № 12. С. 30—34.

4. **Мархадаев Б. Е., Никифоров С. О.** Манипуляторы с импульсным заданием движений // Вестник машиностроения. 2004. № 12. С. 3—8.

5. **Мархадаев Б. Е., Никифоров С. О., Сосоров Е. В.** Импульсные движения манипуляторов с типовыми кинематическими схемами // Вестник машиностроения. 2005. № 6. С. 3—8.

6. **Волков А. Н.** Шестистепенные подвесные платформы и их исследование. СПб.: Изд-во СПбГУ, 2005. 72 с.

7. **Белянин П. Н.** Состояние и развитие техники роботов // Проблемы машиностроения и надежность машин. РАН. 2000. № 2. С. 85—96.

8. **Шапошников П. В., Никифоров С. О., Сосоров Е. В.** Задачи кинематики транспортных роботов, перемещающихся по техногенным средам // Материалы 2-й междунар. конф. "Проблемы механики современных машин". Т. 3. Улан-Удэ: 2003. С. 23—27.

9. **Никифоров С. О., Павлов А. Н.** Требования к перемещениям объектов манипулирования и способы реализации устройств для их перемещения // Вестник машиностроения. 2006. № 3. С. 3—9.

$$M_{R\text{ок}} = \text{в}\omega^2(m_0 + \Delta m_{\text{пр}i} + \Delta m_{\text{шр}i} + \\ + 2m_{\text{р}}k_{\text{р}} + m_{\text{м}}k_{\text{м}}), \quad (6)$$

где $k_{\text{р}} = r_{\text{р}}r^{-1}$ и $k_{\text{м}} = r_{\text{м}}r^{-1}$ — постоянные безразмерные конструктивные коэффициенты.

Рассматриваемые СНМ уравновешиваются путем установки противовесов на продолжении отдельных или всех щек коленчатого вала. Чаще всего их размещают на продолжении первой, второй, третьей, шестой, седьмой и восьмой щек. Схемы расположения противовесов, возникающие моменты центробежных сил инерции и формулы для их расчета приведены в работах [1, 3].

Противовесы полностью уравновешивают восьмицилиндровые V-образные двигатели, если обеспечиваются следующие требования:

$$\overline{M}_{R0} = -\overline{M}_{\text{во}}; \quad (7)$$

$$\overline{M}_R = -\overline{M}_{\text{в}}; \quad (8)$$

$$\alpha_{R0} = \alpha_{\text{во}} = \alpha_R = \alpha_{\text{в}} = 18°26', \quad (9)$$

где $M_{R0} = M_{R\text{ои}}$ или $M_{R0} = M_{R\text{ок}}$; $M_{\text{во}}$ — суммарный момент от центробежных сил инерции, вызванных противовесами, параметры которых определяются при проектировании двигателей; M_R — свободный суммарный неуравновешенный момент, соответствующий ремонтным и усовершенствованным деталям КШМ; $M_{\text{в}}$ — суммарный момент от центробежных сил инерции, вызванных противовесами после изменения их параметров; α_{R0}, $\alpha_{\text{во}}$, α_R и $\alpha_{\text{в}}$ — углы действия соответствующих моментов M_{R0}, $M_{\text{во}}$, M_R и $M_{\text{в}}$.

Конструктивные параметры противовесов определяются при проектировании с учетом равенств (7) и (9). Расчет производят исходя из номинальной массы деталей КШМ [3, 4]. Как правило, одна модель автотракторного двигателя производится много лет. Осуществляемые на предприятии-изготовителе конструктивные и технологические усовершенствования двигателей обычно не затрагивают параметры противовесов. Поэтому последние на протяжении всего жизненного цикла двигателей остаются постоянными.

В случае использования усовершенствованных деталей КШМ в двигателях значения свободных СНМ, действующих соответственно в новых ($M_{R\text{уи}}$) и прошедших капитальный ремонт ($M_{R\text{ук}}$) двигателях, можно определить по формулам:

$$M_{R\text{уи}} = \text{в}\omega^2(m_0 + 2m_{\text{р}}k_{\text{р}} + m_{\text{м}}k_{\text{м}} + \Delta m_{\text{уо}}); \quad (10)$$

$$M_{R\text{ук}} = \text{в}\omega^2(m_0 + 2m_{\text{р}}k_{\text{р}} + m_{\text{м}}k_{\text{м}} + \Delta m_{\text{уд}}), \quad (11)$$

где $\Delta m_{\text{уо}}$ — СНМ деталей КШМ при использовании усовершенствованных поршней и шатунов; $\Delta m_{\text{уд}}$ — СНМ деталей КШМ при установке ремонтных и усовершенствованных поршней, шатунов, поршневых колец и шатунных вкладышей, значения которых находятся из выражений:

$$\Delta m_{\text{уо}} = \Delta m_{\text{п}} + (2 + k_{\text{ш}})\Delta m_{\text{шк}}; \quad (12)$$

$$\Delta m_{\text{уд}} = \Delta m_{\text{п}} + (2 + k_{\text{ш}})\Delta m_{\text{шк}} + \Delta m_{\text{пр}i} + \Delta m_{\text{шр}i}, \quad (13)$$

где $\Delta m_{\text{п}}$ — разность массы усовершенствованного поршня и массы, установленной при проектировании; $\Delta m_{\text{шк}}$ — разность массы усовершенствованной головки шатуна и массы, установленной при проектировании; $k_{\text{ш}}$ — постоянный конструктивный коэффициент.

Для конкретной модели двигателя $k_{\text{ш}}$ определяется выражением

$$k_{\text{ш}} = m_{\text{шп}}m_{\text{шк}}^{-1}, \quad (14)$$

где $m_{\text{шп}}$ и $m_{\text{шк}}$ — массы соответственно верхней и нижней головок шатуна, установленные при проектировании двигателей.

При неизменных значениях параметров противовесов коленчатого вала значение момента $M_{\text{во}}$ постоянное. Поэтому с учетом формул (10) и (11) равенство (8) не обеспечивается, а имеют место неравенства:

$$\left.\begin{aligned} M_{R\text{уи}} &> M_{\text{во}}; \\ M_{R\text{ук}} &> M_{\text{во}}. \end{aligned}\right\} \quad (15)$$

Это объясняется тем, что использование в двигателях усовершенствованных деталей (поршней, шатунов, поршневых колец и шатунных вкладышей) приводит к появлению на оси каждой шатунной шейки коленчатого вала СНМ $\Delta m_{\text{у}}$ деталей КШМ и дополнительного свободного суммарного неуравновешенного момента ΔM_R [3, 5]. Значения $\Delta m_{\text{у}i}$ (СНМ от i-й детали) определяют по выражениям (12) и (13) с использованием данных и положений, приведенных в работах [3, 5].

Значение ΔM_R находится по формуле

$$\Delta M_R = \text{в}\omega^2\Delta m_{\text{у}}. \quad (16)$$

Для полного уравновешивания восьмицилиндровых V-образных двигателей и балансировки коленчатых валов необходимо компенсировать $\Delta m_{\text{у}i}$ и устранить ΔM_R, для чего необходимо выполнить следующие условия:

$$\left.\begin{aligned} \overline{M}_{R\text{уи}} &= -\overline{M}_{\text{во}}; \\ \overline{M}_{R\text{ук}} &= -\overline{M}_{\text{во}}. \end{aligned}\right\} \quad (17)$$

Соблюдение условий (17) при неизменном $M_{\text{во}}$ возможно только снижением значений $M_{R\text{уи}}$ и $M_{R\text{ук}}$. В уравнениях (10) и (11) для конкретных моделей двигателей значения параметров в, m_0, $m_{\text{м}}$, $k_{\text{м}}$ и $\Delta m_{\text{у}i}$ являются постоянными. Поэтому рассматриваемые моменты можно уменьшить снижением массы пробок грязесборников в шатунных шейках коленчатого вала двигателя и уменьшением расстояния от ее центра тяжести до оси вращения. Это достигается изменением параметров и конструкции пробок, а также заменой их материала. В грязесборниках шатунных шеек коленчатого вала автотракторных двигателей чаще всего применяют стальные пробки. Большинство конструкций пробок, используемых в настоящее время, предусматривает их установку в отверстия грязесборника с помощью резьбового соединения. Некоторые пробки устанавливаются с натягом по цилиндрическим поверхностям. Верхняя часть пробок имеет четырех- или шестигранное углубление для специального торцевого ключа.

Пробки не стандартизированы и не унифицированы, поэтому на каждом предприятии-изготовителе ав-

тотракторных двигателей разрабатывают свои пробки грязесборника. Очевидно, что целесообразно производство унифицированных пробок, которые можно было бы использовать на однотипных карбюраторных двигателях и дизелях.

В случае изменения параметров пробок значения $M_{R\text{и}}$ и $M_{R\text{к}}$ для новых и прошедших капитальный ремонт двигателей рассчитывают по формулам:

$$M_{R\text{и}}^{\text{ст}} = \text{в}\omega^2[m_0 + 2(m_\text{р} - \Delta m_{\text{ри}})(k_\text{р} + \Delta k_{\text{ри}}) + m_\text{м}k_\text{м} + \Delta m_{\text{уо}}]; \quad (18)$$

$$M_{R\text{к}}^{\text{ст}} = \text{в}\omega^2[m_0 + 2(m_\text{р} - \Delta m_{\text{рк}})(k_\text{р} + \Delta k_{\text{рк}}) + m_\text{м}k_\text{м} + \Delta m_{\text{уд}}], \quad (19)$$

где $\Delta m_{\text{ри}}$ и $\Delta m_{\text{рк}}$ — разности масс номинальных стальных пробок и масс пробок с уменьшенными высотой и толщиной стенок соответственно при производстве и ремонте двигателя; $\Delta k_{\text{ри}} = \Delta r_{\text{ри}} r^{-1}$ и $\Delta k_{\text{рк}} = \Delta r_{\text{рк}} r^{-1}$ — безразмерные коэффициенты, характеризующие изменение $r_\text{р}$ ($\Delta r_{\text{ри}}$ и $\Delta r_{\text{рк}}$ — изменение $r_\text{р}$ при производстве и ремонте двигателей).

Если пробки изготовлены из алюминиевого сплава, то свободные СНМ рассчитываются по формулам:

$$M_{R\text{и}}^{a} = \text{в}\omega^2(m_0 + 2m_\text{а}k_\text{р} + m_\text{м}k_\text{м} + \Delta m_{\text{уо}}); \quad (20)$$

$$M_{R\text{к}}^{a} = \text{в}\omega^2(m_0 + 2m_\text{а}k_\text{р} + m_\text{м}k_\text{м} + \Delta m_{\text{уд}}), \quad (21)$$

где $m_\text{а}$ — масса номинальной пробки, изготовленной из алюминиевого сплава.

Дальнейшее изменение (уменьшение) значений моментов достигается изменением параметров пробок аналогично изменениям стальных пробок, тогда:

$$M_{R\text{и}} = \text{в}\omega^2[m_0 + 2(m_\text{а} - \Delta m_{\text{аи}})(k_\text{р} + \Delta k_{\text{ри}}) + m_\text{м}k_\text{м} + \Delta m_{\text{уо}}]; \quad (22)$$

$$M_{R\text{к}} = \text{в}\omega^2[m_0 + 2(m_\text{а} - \Delta m_{\text{ак}})(k_\text{р} + \Delta k_{\text{рк}}) + m_\text{м}k_\text{м} + \Delta m_{\text{уд}}], \quad (23)$$

где $\Delta m_{\text{аи}}$ и $\Delta m_{\text{ак}}$ — разности масс номинальных пробок из алюминиевого сплава и масс пробок с уменьшенными высотой и толщиной стенок соответственно при производстве и ремонте двигателя.

Для уравновешивания двигателей и балансировки сборочных единиц при производстве и ремонте необходимо соблюдение следующих равенств:

$$\left.\begin{aligned} M_{R\text{ои}} &= M_{R\text{и}}; \\ M_{R\text{ок}} &= M_{R\text{к}}. \end{aligned}\right\} \quad (24)$$

Принимая во внимание формулы (1), (2), (5), (6), (18), (20), (21) и равенства (24), для случая, когда СНМ деталей КШМ компенсируют изменением параметров уже существующих пробок, получим:

$$\Delta m_{\text{ри}}(k_\text{р} + \Delta k_{\text{ри}}) - m_\text{р}\Delta k_{\text{ри}} = 0{,}5m_{\text{уо}}; \quad (25)$$

$$\Delta m_{\text{рк}}(k_\text{р} + \Delta k_{\text{рк}}) - m_\text{р}\Delta k_{\text{рк}} = 0{,}5m_{\text{уд}}. \quad (26)$$

При производстве и ремонте автотракторных двигателей их коленчатые валы балансируют с использованием балансировочных грузов, устанавливаемых на шатунные шейки. В случае использования формул для расчета масс балансировочных грузов при изготовлении ($m_{\text{ги}}$) и капитальном ремонте ($m_{\text{гк}}$) двигателей, изложенных в работе [3], применяют формулы:

$$m_{\text{ги}} = m_j + \Delta m_\text{п} + 2[m_R + m_\text{р}(k_\text{р} + \Delta k_{\text{ри}}) - \Delta m_{\text{ри}}(k_\text{р} + \Delta k_{\text{ри}})] + (2 + k_\text{ш})\Delta m_{\text{шк}} + m_\text{м}k_\text{м}; \quad (27)$$

$$m_{\text{гк}} = m_j + \Delta m_\text{п} + \Delta m_{\text{пр}i} + 2[m_R + m_\text{р}(k_\text{р} + \Delta k_{\text{рк}}) - \Delta m_{\text{рк}}(k_\text{р} + \Delta k_{\text{рк}})] + (2 + k_\text{ш})\Delta m_{\text{шк}} + \Delta m_{\text{шр}i} + m_\text{м}k_\text{м}. \quad (28)$$

Если СНМ деталей КШМ компенсируют путем замены стальных пробок на пробки из алюминиевого сплава без изменения их конструкции, то, учитывая формулы (1), (2), (5), (6), (13), (20), (21) и (24), имеем:

$$(m_\text{р} - m_\text{а})k_\text{р} = 0{,}5\Delta m_{\text{уо}}; \quad (29)$$

$$(m_\text{р} - m_\text{а})k_\text{р} = 0{,}5[\Delta m_\text{п} + (2 + k_\text{ш})\Delta m_{\text{шк}} + \Delta m_{\text{пр}i} + \Delta m_{\text{шр}i}]. \quad (30)$$

Массы балансировочных грузов при этом находят из выражений:

$$m_{\text{ги}} = m_j + \Delta m_\text{п} + 2(m_R + m_\text{а}k_\text{р}) + (2 + k_\text{ш})\Delta m_{\text{шк}} + m_\text{м}k_\text{м}; \quad (31)$$

$$m_{\text{гк}} = m_j + \Delta m_\text{п} + \Delta m_{\text{пр}i} + 2(m_R + m_\text{а}k_\text{р}) + (2 + k_\text{ш})\Delta m_{\text{шк}} + \Delta m_{\text{шр}i} + m_\text{м}k_\text{м}. \quad (32)$$

Если СНМ деталей КШМ компенсируют изменением параметров пробок из алюминиевого сплава, то, принимая во внимание формулы (1), (2), (5), (6), (22) и (24), получим:

$$(m_\text{р} - m_\text{а} + \Delta m_{\text{аи}})k_\text{р} - (m_\text{а} - \Delta m_{\text{аи}})\Delta k_{\text{ри}} = 0{,}5\Delta m_{\text{уо}}; \quad (33)$$

$$(m_\text{р} - m_\text{а} + \Delta m_{\text{ак}})k_\text{р} - (m_\text{а} - \Delta m_{\text{ак}})\Delta k_{\text{рк}} = 0{,}5\Delta m_{\text{уд}}. \quad (34)$$

Тогда:

$$m_{\text{ги}} = m_j + \Delta m_\text{п} + 2[m_R + (m_\text{а} - \Delta m_{\text{аи}})(k_\text{р} + \Delta k_{\text{ри}})] + (2 + k_\text{ш})\Delta m_{\text{шк}} + m_\text{м}k_\text{м}; \quad (35)$$

$$m_{\text{гк}} = m_j + \Delta m_\text{п} + \Delta m_{\text{пр}i} + 2[m_R + (m_\text{а} - \Delta m_{\text{ак}}) \times (k_\text{р} + \Delta k_{\text{рк}})] + (2 + k_\text{ш})\Delta m_{\text{шк}} + \Delta m_{\text{шр}i} + m_\text{м}k_\text{м}. \quad (36)$$

Если в результате изменения параметров пробок расстояние от их центра тяжести до оси вращения увеличивается, то коэффициенты $\Delta k_{\text{ри}}$ и $\Delta k_{\text{рк}}$ в формулы (18), (19), (22), (23), (25)—(28), (33)—(36) подставляют со знаком плюс, а в случае его уменьшения — со знаком минус.

Из выражений (25), (26), (29), (30), (33) и (34) можно получить зависимости для определения значений измененных параметров пробок для компенсации СНМ деталей КШМ при всех возможных сочетаниях. СНМ можно компенсировать различными способами: уменьшением массы пробок, увеличением расстояния от оси вращения до их центра тяжести и заменой материала пробок. Возможны следующие варианты.

Вариант 1. Уменьшение массы пробки путем уменьшения ее высоты h. Тогда значение $\Delta m_{\text{р}i}$ пропорционально параметру Δh, вычисляемому по формуле

$$\Delta h = h_\text{п} - h_\text{у}, \quad (37)$$

где $h_п$ и $h_у$ — высота пробки соответственно до и после изменения.

Высоту пробки можно уменьшить снятием необходимого слоя металла с нижнего или верхнего торца, а также с обоих торцов одновременно. В первом случае и последнем происходит увеличение расстояния от оси вращения до центра тяжести пробок, поэтому коэффициент $\Delta k_{ри}$ имеет положительное значение. Во втором случае наблюдается уменьшение этого расстояния, вследствие чего $\Delta k_{ри}$ становится отрицательным.

Вариант 2. Уменьшение толщины стенок пробок путем увеличения углубления под ключ, сохраняя прежний диаметр наружной резьбы, т. е. увеличение параметра $\Delta m_{ри}$ при отрицательном значении $\Delta k_{ри}$. Данный способ не пригоден для ремонтных предприятий, так как требует специального оборудования для литья или штамповки пробок.

Вариант 3. Одновременное уменьшение высоты и толщины стенок пробок, сохраняя первоначальный диаметр наружной резьбы. В данном случае пробки необходимо изготовлять в условиях производства двигателей и поставлять на ремонтные предприятия.

Вариант 4. Пробки изготовляют из алюминиевого сплава, а их конструкцию и размеры оставляют прежними. Тогда расстояние от оси вращения до их центра тяжести не меняется, а изменяется масса пробок.

Вариант 5. Если увеличение массы поршня и головок шатуна в процессе их усовершенствования не удается компенсировать, используя приведенные выше варианты, то увеличивают диаметр наружной резьбы пробок из алюминиевого сплава путем литья или механической обработки специальной заготовки. При этом конструкция пробки остается прежней или, при необходимости, ее изменяют так, чтобы еще больше уменьшить массу пробки. Дальнейшее увеличение параметра $\Delta m_{ри}$ достигается уменьшением высоты и толщины стенок пробок из алюминиевого сплава. Во всех случаях следует добиваться того, чтобы значение коэффициента $\Delta k_{ри}$ было положительным. Литые пробки целесообразно изготовлять в условиях производства двигателей и поставлять на ремонтные предприятия. Пробки, изготовляемые механической обработкой, можно выпускать как на предприятиях-изготовителях двигателей, так и на ремонтных предприятиях.

Вариант 6. При проектировании двигателей необходимо предусмотреть возможность уменьшения значений параметров пробок грязесборников путем изменения их конструкции и материала при сохранении наружного диаметра. Этого можно добиться использованием пробок цельной конструкции. В случае применения в двигателях усовершенствованных деталей КШМ новые пробки можно заменить на используемые ранее, что позволит дополнительно уменьшить массу пробки и изменить расстояние от оси вращения до ее центра тяжести. При этом справедливы выражения:

$$M_{Rои} = в\omega^2(m_0 + 2m_{рн}k_{рн} + m_м k_м); \quad (38)$$

$$M_{Rок} = в\omega^2(m_0 + \Delta m_{пр\,i} + \Delta m_{шр\,i} + 2m_{рн}k_{рн} + m_м k_м); \quad (39)$$

$$M_{Rи} = в\omega^2(m_0 + 2m_р k_р + m_м k_м + \Delta m_{уо}); \quad (40)$$

$$M_{Rк} = в\omega^2(m_0 + 2m_р k_р + m_м k_м + \Delta m_{уд}), \quad (41)$$

где $m_{рн}$ — масса пробки новой конструкции, изготовленной из стали; $k_{рн} = r_{рн}r^{-1}$ — постоянный конструктивный коэффициент ($r_{рн}$ — расстояние от оси вращения до центра тяжести пробки новой конструкции).

В этом случае имеют место следующие неравенства:

$$\left.\begin{aligned} &m_{рн} > m_р;\\ &r_{рн} > r_р;\\ &k_{рн} > k_р;\\ &m_{рн}k_{рн} > m_р k_р. \end{aligned}\right\} \quad (42)$$

Подставив выражения (13), (38)—(41) в равенства (24), получим:

$$m_{рн}k_{рн} - m_р k_р = 0{,}5\Delta m_{уо}; \quad (43)$$

$$m_{рн}k_{рн} - m_р k_р = 0{,}5[\Delta m_п + (2 + k_ш)\Delta m_{шк} + \Delta m_{пр\,i} + \Delta m_{шр\,i}]. \quad (44)$$

Тогда:

$$m_{ги} = m_j + \Delta m_п + 2(m_R + m_р k_р) + (2 + k_ш)\Delta m_{шк} + m_м k_м; \quad (45)$$

$$m_{гк} = m_j + \Delta m_п + \Delta m_{пр\,i} + 2(m_R + m_р k_р) + (2 + k_ш)\Delta m_{шк} + \Delta m_{шр\,i} + m_м k_м. \quad (46)$$

Для дальнейшего увеличения значений СНМ деталей КШМ уменьшают конструктивные параметры существующих пробок. Значения моментов $M_{Rи}$ и $M_{Rк}$ находятся по формулам (18) и (19). Тогда, учитывая формулы (38), (39) и (24), можно записать равенства:

$$m_{рн}k_{рн} - (m_р - \Delta m_{ри})(k_р + \Delta k_{ри}) = 0{,}5\Delta m_{уо}; \quad (47)$$

$$m_{рн}k_{рн} - (m_р - \Delta m_{рк})(k_р + \Delta k_{рк}) = 0{,}5\Delta m_{уд}. \quad (48)$$

Для пробок из алюминиевого сплава рассматриваемые моменты вычисляют по формулам:

$$M_{Rи} = в\omega^2(m_0 + 2m_{ан}k_{рн} + m_м k_м + \Delta m_{уо}); \quad (49)$$

$$M_{Rк} = в\omega^2(m_0 + 2m_{ан}k_{рн} + m_м k_м + \Delta m_{уд}), \quad (50)$$

где $m_{ан}$ — масса новой пробки, изготовленной из алюминиевого сплава.

Тогда в соответствии с равенствами (24) и формулами (13), (38), (39), (49) и (50) имеем:

$$(m_{рн} - m_{ан})k_{рн} = 0{,}5\Delta m_{уо}; \quad (51)$$

$$(m_{рн} - m_{ан})k_{рн} = 0{,}5[\Delta m_п + (2 + k_ш)\Delta m_{шк} + \Delta m_{пр\,i} + \Delta m_{шр\,i}]. \quad (52)$$

В данном случае массы балансировочных грузов определяют по формулам (45) и (46), подставив выражение $m_{ан}k_{рн}$ вместо $m_р k_р$.

Если вместо новых пробок из стали устанавливают пробки, изготовленные из алюминиевого сплава, то моменты рассчитывают по уравнениям (20) и (21). Тогда с учетом формул (13), (24), (38) и (39) можно записать:

$$m_{рн}k_{рн} - m_а k_р = 0{,}5\Delta m_{уо}; \quad (53)$$

$$m_{рн}k_{рн} - m_а k_{рн} = 0{,}5[\Delta m_п + (2 + k_ш)\Delta m_{шк} + \Delta m_{пр\,i} + \Delta m_{шр\,i}]. \quad (54)$$

В случае изменения параметров пробок из алюминиевого сплава справедливы формулы (22), (23) и, принимая во внимание зависимости (38), (39) и равенства (24), получим:

$$m_{рн}k_{рн} - (m_а - \Delta m_{аи})(k_р + \Delta k_{ри}) = 0{,}5\Delta m_{уо}; \quad (55)$$

$$m_{рн}k_{рн} - (m_а - \Delta m_{ак})(k_р + \Delta k_{рк}) = 0{,}5\Delta m_{уд}. \quad (56)$$

При этом массы балансировочных грузов определяют по формулам (35) и (36).

Для всех вариантов, кроме варианта 5, диаметр резьбового отверстия под пробку грязесборника в шатунных шейках коленчатого вала остается неизменным. Это сохраняет взаимозаменяемость коленчатых валов. В случае использования варианта 5 необходимо увеличение диаметра данного отверстия.

Следует помнить, что все рассмотренные выше варианты компенсации СНМ применимы, если пробки цельной конструкции.

В некоторых двигателях используют тонкостенные штампованные стальные пробки небольших размеров в виде заглушек, которые устанавливаются в отверстия грязесборника в шатунных шейках с гарантированным натягом. Возможное уменьшение высоты и толщины стенок таких пробок незначительное, что не позволяет компенсировать рост массы деталей КШМ при их усовершенствовании.

При эксплуатации двигателей из-за различных деформаций коленчатого вала, прогиба и изгиба вала натяг в сопряжении рассматриваемых деталей увеличивается. Это затрудняет снятие заглушек для очистки грязесборников от продуктов изнашивания и грязи при капитальном ремонте двигателей. Поэтому нередко после ремонта полости шатунных шеек коленчатого вала остаются неочищенными, увеличиваются СНМ деталей КШМ и дисбалансы в плоскостях коррекции отремонтированных двигателей, что является одной из основных причин снижения их ресурса и ухудшения виброакустических показателей. Следовательно, возникает необходимость замены заглушек на цельные пробки.

При проектировании двигателей, их деталей и пробок грязесборника в шатунных шейках требуется проведение точных расчетов для оценки действительной уравновешенности двигателей, возможности балансировки их коленчатого вала при изменении параметров, материала и конструкции пробок. Поэтому компенсацию СНМ деталей КШМ и уравновешенность новых и прошедших капитальный ремонт двигателей следует оценивать с использованием формул (18)—(23), (25), (26), (33), (34), (47), (48), (55) и (56), а массу балансировочных грузов по формулам (27), (28), (35) и (36).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Назаров А. Д.** Оптимальный способ уравновешивания V-образных восьмицилиндровых двигателей // Известия АН Туркменистана. Серия физико-математических, технических, химических и геологических наук. 1996. № 4. С. 27—37.
2. **Назаров А. Д., Назаров М. А.** Расчет массы противовесов коленчатого вала и уравновешивание V-образных восьмицилиндровых двигателей // Известия АН Туркменистана. 1995. № 6. С. 188—199.
3. **Назаров А. Д.** Дисбалансы автотракторных двигателей: определение и нормирование. М.: Машиностроение, 1992. 272 с.
4. **Автомобильный** двигатель ЗИЛ-130 / Г. Ф. Бабкин, М. Е. Дискин, Б. И. Караваев и др. Под ред. А. М. Кригера. М.: Машиностроение, 1973. 264 с.
5. **Назаров А. Д., Назаров М. А.** Методики определения влияния увеличения массы деталей КШМ на долговечность и виброакустические показатели двигателей // Сб. науч. тр. МГАУ "Диагностика, надежность и ремонт машин". М.: МГАУ, 1995. С. 9—14.

УДК 621.43.052

В. А. ЖУКОВ, канд. техн. наук, М. С. КУРИН
(Тутаевский филиал Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П. А. Соловьева)

Модернизация системы газотурбинного наддува конвертированного дизеля

При конвертации автотракторного дизеля в судовой меняются его режимы работы, при которых штатная система наддува не обеспечивает предпочтительных значений температуры и давления наддувочного воздуха, т. е. параметров наддува, обеспечивающих наименьший расход топлива, при приемлемом уровне тепловых и механических нагрузок, а также экологических показателей. Предлагается схема автоматической системы управления параметрами наддува, а также конструкция ее исполнительных устройств.

Converting a wheeled tractor diesel engine into marine one, its behaviour is changed: regular forced induction does not ensure preferable supercharging air temperature and pressure, i. e. supercharge parameters assuring the least fuel consumption at heat and mechanical load acceptable grade, as well as ecological factors. Circuitry of the supercharge parameters and configuration of its executive units are suggested.

В условиях рыночной экономики производители автотракторных двигателей активно ищут новые области применения своей продукции. И в этом плане для них представляет интерес использование автотракторных двигателей на судах речного флота Российской Федерации, так как судовые двигатели имеют значительную степень износа и требуется их замена. Так, по данным журнала "Двигатель" средний возраст судов речного флота составляет 24 года [1]. Применение двигателей автотракторного назначения на судах речного флота — одно из перспективных направлений.

При конвертации автотракторных двигателей в су-

довые изменяются их рабочие режимы. Так, если рабочими режимами автотракторных двигателей являются режимы скоростной характеристики, то главный судовой двигатель при работе в составе дизель-генератора и вспомогательные двигатели работают в режиме нагрузочной характеристики, а в случае работы главного судового двигателя через реверсивно-редукторную передачу на винт рабочими режимами являются режимы винтовой характеристики.

В большинстве случаев штатная система наддува в условиях изменившихся режимов работы не обеспечивает предпочтительных значений параметров наддува, под которыми в данном случае следует понимать такие значения давления и температуры наддувочного воздуха, которые обеспечивают минимально возможный расход топлива при условии выполнения норм по токсичности и дымности отработавших газов, а также приемлемый уровень тепловых и механических нагрузок на детали двигателя. Для их обеспечения на всех режимах винтовой и нагрузочной характеристик на конвертируемом двигателе предлагается использовать систему газотурбинного наддува с регулируемым компрессором *1* и систему охлаждения наддувочного воздуха с регулированием глубины охлаждения (рис. 1).

Основу предлагаемой системы составляет электронный блок *7* управления. В его память занесены значения предпочтительных параметров наддува в виде функциональной зависимости от режима работы двигателя по нагрузочной или винтовой характеристике, определяемого частотой вращения и цикловой подачей. Таким образом, значения предпочтительных параметров наддува для произвольного режима рассчитываются программно.

Система работает следующим образом. Перед пуском двигателя заслонка *4* перепускного канала *12* под действием возвратной пружины управляющего пневмоэлемента *5* находится в закрытом положении, все отработавшие газы (ОГ) направляются на рабочее колесо турбины *2*. Перепускной клапан *6* под действием возвратной пружины находится в положении, когда весь наддувочный воздух направляется в охладитель *3*. После пуска двигателя на электронный блок *7* управления начинают поступать сигналы с датчиков режима работы двигателя: индуктивного датчика *8* частоты вращения и датчика *9* положения рейки топливного насоса, определяющего цикловую подачу топлива. По их сигналам электронный блок рассчитывает предпочтительные значения параметров наддувочного воздуха для данного режима работы. Помимо данных о режиме работы на электронный блок управления поступают аналоговые сигналы о фактических значениях температуры и давления наддувочного воздуха на входе в цилиндр соответственно от датчиков *11* и *10*. Сигналы преобразуются в блоке в цифровые значения, которые сравниваются с расчетными, и в случае их отличия регулируется работа исполнительных органов, функции которых выполняют перепускной клапан отработавших газов и перепускной клапан наддувочного воздуха.

Рассмотрим работу клапана (рис. 2), который перепускает часть ОГ в обход рабочего колеса турбины. Он состоит из заслонки *4*, выполняющей непосредственно функцию клапана, и пневмоэлемента *2*, управляющего посредством тяги *8* ее работой. При поступлении наддувочного воздуха под определенным давлением в надмембранную полость пневмоэлемента *2* эластичная мембрана *7*, соединенная с тягой *8*, преодолевая усилие пружины *9*, перемещается и поворачивает заслонку *4*, открывая перепускной канал *3*.

Для устранения зависимости момента открытия заслонки от величины давления наддува в канал подвода наддувочного воздуха в надмембранное пространство устанавливается электромагнитный клапан *6*. Таким

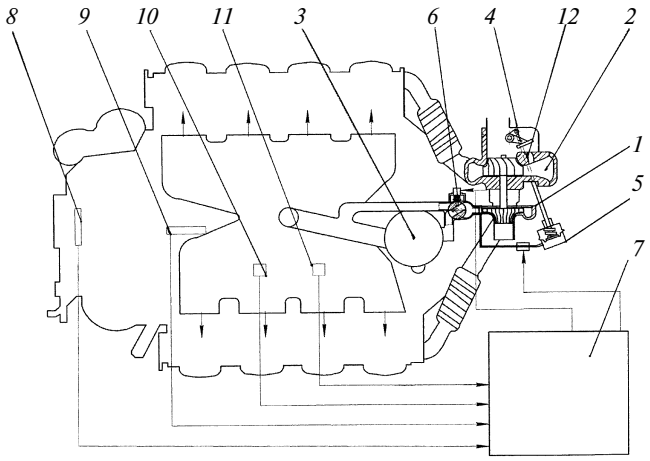


Рис. 1. Схема управления параметрами наддува:
1 — компрессор; *2* — турбина; *3* — охладитель наддувочного воздуха (ОНВ); *4* — заслонка перепускного канала; *5* — пневмоэлемент, управляющий заслонкой; *6* — клапан перепуска наддувочного воздуха, минуя ОНВ; *7* — электронный блок управления; *8* — датчик частоты вращения; *9* — датчик положения рейки топливоподачи; *10* и *11* — датчики давления и температуры наддувочного воздуха на впуске в двигатель; *12* — канал перепуска ОГ

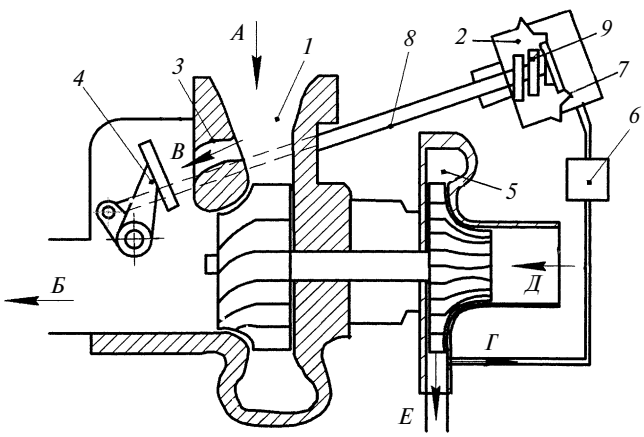


Рис. 2. Перепускной клапан отработавших газов:
А и *Б* — подвод и отвод от турбины; *В* — перепуск ОГ; *Г* — подвод наддувочного воздуха управляющего давления; *Е* — подача воздуха под давлением; *Д* — подвод воздуха к компрессору; *1* — сопло турбины; *2* — управляющий пневмоэлемент; *3* — перепускной канал; *4* — заслонка; *5* — улитка компрессора; *6* — электромагнитный клапан; *7* — эластичная мембрана; *8* — тяга; *9* — пружина

образом, давление наддува регулируется управляющим сигналом электронного блока управления. Необходимо отметить, что при данной системе регулирования компрессор должен иметь несколько бóльшую производительность по сравнению с нерегулируемым турбокомпрессором для гарантированного обеспечения заданного давления наддува.

Перепускной клапан *6* (см. рис. 1) оригинальной конструкции (рис. 3) перепускает наддувочный воздух, минуя ОНВ, когда его температура становится слишком низкой. Основное ограничение по нижнему значению температуры связано с образованием водяного конденсата во впускном коллекторе.

Клапан работает следующим образом. При отсутствии электрического импульса с блока управления золотник *2* под действием возвратной пружины *5* находится в положении, когда воздух (*А*) после компрессора направляется в ОНВ. При температуре воздуха на впуске в цилиндры ниже установленного уровня электронный блок управления подает электрический импульс на тяговое реле *4*. При втягивании его сердечника усилие через тягу *6* и рычаг *3* передается на золотник *2*, который устанавливается в положение, когда воздух (*А*) после компрессора подается в цилиндры двигателя, минуя ОНВ. При температуре выше установленного уровня сигнал с блока управления отключается, и под действием возвратной пружины золотник *2* возвращается в положение, когда наддувочный воздух направляется в ОНВ.

Следует отметить, что при регулировании температуры наддувочного воздуха указанным способом ОНВ, представляющий собой рекуперативный теплообменник, должен обеспечивать заданную температуру наддувочного воздуха на выходе из него при максимальном давлении наддува и температуре забортной воды, применяемой в качестве хладагента, равной 305 К (+32 °С) [2].

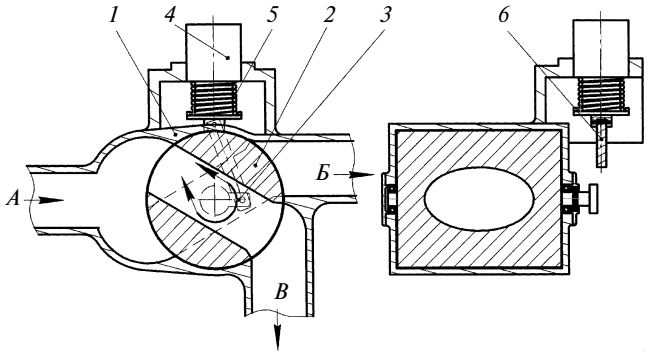


Рис. 3. Перепускной клапан наддувочного воздуха:
1 — корпус; *2* — распределительный золотник; *3* — рычаг; *4* — тяговое реле; *5* — возвратная пружина; *6* — тяга

На наш взгляд, применение предлагаемой системы регулирования параметров наддува позволит снизить расход топлива, а также обеспечить перспективные нормы по токсичности и дымности отработавших газов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Смирнов Н. Г.** Двигательные проблемы речного флота // Двигатель. 2000. № 4 (10). С. 2—4.

2. **ГОСТ 10150—88.** Дизели судовые, тепловозные и промышленные. Общие технические условия. М.: Изд-во стандартов.

УДК 620.17.770.011

Д. М. БЕЛЕНЬКИЙ, д-р техн. наук, Т. В. ПОНОМАРЕНКО (РГСУ, г. Ростов-на-Дону)

Управление прочностью стального материала деталей машин

В статье впервые поставлен вопрос об управлении прочностью деталей машин и элементов металлоконструкций. Рассмотрены вопросы оптимизации химического состава стали, процессов выплавки, кристаллизации, возможность определения реальной прочности материала проката и материала деталей. В результате доказана возможность повышения реальной прочности стального материала и ее реализация в деталях машин.

Machine components and metalware elements robustness control is discussed. Steel analysis, steelmaking practice, crystallization, and possibility to determine real solidity of the rolled metal and of components material, optimisation are considered. A possibility to increase real solidity of steel and its implementation in machine components is proved.

Производство стального материала, используемого для изготовления деталей машин, представляет собой сложнейший процесс. Добыча железных руд и коксующегося угля, подготовка исходного материала для производства чугуна, выплавка, кристаллизация и прокатка стали, ее обработка (включая термообработку) до получения готовой детали — все это требует множества различных технологий, в процессе которых происходит существенное изменение материала. Конечная цель — стальная деталь высокой прочности при минимальных затратах, так как задача машиностроения — создание машин высокой долговечности при минимальных затратах. Для этого необходимо рациональное управление процессами получения и использования стального материала. Научный подход в решении подобных задач обусловливает необходимость установки объекта управления и цели его функционирования.

Стальным материалом, т. е. сталью, принято называть прокат и заготовки, полученные в результате металлургического производства. В чистом виде они не используются, а разрезаются и подвергаются различным видам обработки, в результате чего получается деталь машины или элемент строительной конструкции, которые существенно отличаются от исходного материала и имеют иные прочностные характеристики. Кроме того, в результате обработки деталей и сварки

конструкций в них возникают остаточные напряжения. Поэтому очевидно, что при определении прочности материала следует рассматривать непосредственно материал деталей машин и элементов конструкций.

Цель управления прочностью материала детали — это получение материала высокой прочности при минимальных затратах для увеличения долговечности деталей машин.

Управление качеством проката и заготовок направлено на обеспечение определенных технологических свойств материала для возможности выполнения различных видов обработки (механической, термической, давлением) и сварочных работ.

Получение высококачественной стали обеспечивает качество технологического процесса прокатки. Реализация этой цели зависит от процесса кристаллизации стали — высокой технологической операции, которая в значительной степени определяет прочность стального материала. Далее идут локальные цели предшествующих технологических процессов — производство стали, чугуна и т. д. Все это подчинено основной цели управления прочностью стального материала деталей машин.

Механические свойства определяются только для материала проката, а для материала детали определяется только твердость. Вместе с тем при обработке стали для получения готовой детали прочностные свойства существенно меняются, так как в процессе обработки неизбежно возникают остаточные напряжения и микротрещины. Это не учитывается прочностными расчетами, которые являются более чем условными. Поэтому в расчет вводится так называемый запас прочности, который теоретически и экспериментально определить невозможно. Естественно, что такой расчет, с одной стороны, не исключает отказов деталей, а с другой — является причиной появления неизбежной избыточной массы деталей машин и элементов конструкций и неоправданного увеличения их стоимости.

Прочностные расчеты базируются на фундаментальных законах механики деформируемого твердого тела. Однако после создания их основ (трактат О. Коши, 1823 г.) появились такие науки, как термодинамика и электромеханика, теория относительности, квантовая механика, атомная физика, физика твердого тела и др. Было установлено, что в физических явлениях, кроме детерминированных закономерностей, имеют место и статические закономерности. И наконец, сегодня стремительно развиваются информационные технологии.

Современная наука дает возможность рассматривать сложные вопросы производства и обработки стали, формирование и использование ее прочности на микроуровне, что позволяет учитывать физику атома и структуру стали, механизм перехода от жидкого состояния материала к твердому, диффузию, физику образования трещин и т. п. Сегодня появилась возможность перейти от детерминированного описания происходящих в материале процессов, связанных с прочностью, к их статистическому описанию. Возникла необходимость решения задач управления прочностью стального материала деталей машин.

Для рационального управления необходим системный подход, который должен включать в себя выявление возможных проблем, создание систем для их выявления, установление общей цели. Кроме того, необходимо разделение системы на подсистемы и определение их целей.

В работах [1—4] определены основные проблемы обеспечения прочности при создании машин. Их четыре:

первая — возникновение внезапных отказов деталей машин;

вторая — обеспечение определенного запаса прочности, так как избыточная прочность повышает стоимость машины и увеличивает ее массу;

третья — недостаточная долговечность, которая увеличивает эксплуатационные затраты;

четвертая — увеличенное время и высокие материальные затраты на доводку вновь создаваемых машин для повышения их надежности.

В значительной степени эти проблемы решаются применением стального материала определенного качества. Если при испытании опытных образцов создаваемой машины с высокой точностью были определены нагрузки, действующие на ее узлы и детали, значения которых в случае необходимости уточняются в результате теоретических и экспериментальных исследований, то задачи обеспечения надежности решаются только использованием стального материала деталей необходимой прочности и получением достаточной информации о ней.

Одной из систем, определяющих прочностные свойства стального материала, является сталь в расплавленном состоянии, выплавляемая в сталелитейном аппарате. Здесь главная задача — обеспечение требуемого содержания в стали химических элементов и их соединений. Химический состав стали определяется ГОСТом на эту марку стали, который был разработан много лет назад. За это время могли существенно измениться технология производства стали и требования к ней. Поэтому первой задачей управления производством стали является пересмотр ее химического состава, т. е. внесение изменений в стандарты.

Для этого следует установить допустимое содержание вредных примесей (фосфора, серы, кислорода, водорода, азота и пр.), которые ухудшают прочностные свойства стали. Существующие нормы давно устарели. Так, например, норма содержания в стали серы составляет 0,05 %, а исследования в Японии показали, что содержание серы должно быть снижено до 0,0005 %, а в некоторых случаях и до 0,0001 %.

Подбор компонентов и их процентного содержания для установления номенклатуры марок сталей должны осуществляться из условий минимальной стоимости повышения на единицу предела текучести и интегрального показателя прочности стального материала. При выборе марок стали необходимо рассматривать стали с микролегирующими элементами, введение которых в малых количествах (менее 0,10 и даже менее 0,05 %) значительно повышает прочностные свойства стали. Зарубежный опыт показывает эффективность применения стали с микролегирующими элементами [5]. При рассмотрении марок легированной стали целесообраз-

но максимально изучить полезное влияние кремния как весьма дешевой легирующей добавки.

Оптимизация выбора марок стали существенно облегчается возможностью использования методов планирования экспериментов и наличия открытого в последнее время интегрального показателя прочности, который однозначно выражает прочностные и пластические свойства стали и поэтому может являться целевой функцией при оптимизации.

В сталеплавильных агрегатах процессы раскисления, десульфации, дефосфации и легирования стали нельзя оптимизировать, что отрицательно сказывается на прочностных свойствах стального материала. Поэтому необходима доводка стали в установке печь-ковш для получения стали с заданным содержанием примесей (как полезных, так и вредных). Доводка жидкой стали в печи-ковше обеспечивает заданное процентное содержание полезных и вредных примесей, осуществляет десульфацию и дефосфацию металла, а также рафинирование для удаления примесей, которые способны образовывать включения в твердом металле, облегчающие появление дислокационных трещин в твердой стали.

Каждая марка стали имеет свой оптимальный режим доводки, который выявляется путем регулирования. Находятся такие параметры обдувки аргоном, химического состава наводимого шлака, температуры нагрева, химического состава и количества присаживаемых материалов и т. д., которые обеспечивают наилучшие механические свойства твердой стали. Из полученной доведением системы "жидкая сталь с заданным химическим составом" на металлургическом заводе после ряда технологических операций создается другая система — "материал проката". Такая система образуется после разливки, кристаллизации и прокатки стали.

Кристаллизация жидкой стали представляет собой сложный процесс, при котором происходят ионизация атомов железа (отрыв валентных электронов от атома), зарождение центров кристаллизации, рост кристаллов и одновременное появление их дефектов и на конечной стадии — слияние кристалла в поликристалл. Этот процесс определяет как теоретическую прочность поликристалла, зависящую от энергии связи между ионизированными атомами, так и реальную прочность, которая формируется дефектами кристаллов и их размерами.

Продолжительное время в черной металлургии кристаллизация осуществлялась в изложницах, которые не позволяли управлять этим сложным процессом для получения лучших прочностных свойств стального материала. Положение изменилось, когда в восьмидесятых годах прошлого столетия появились установки непрерывной разливки, которые имеют ряд преимуществ (возможность получения мелких и примерно одного размера зерен, исключения применения обжимных обкатных станов и др.) и, самое главное, позволяют управлять процессом кристаллизации. Преимущества непрерывной разливки до конца не были поняты, и поэтому переход на непрерывную разливку на заводах России и Украины осуществляется более чем медленно.

Теоретическая прочность затвердевшей стали определяется энергией связи между ионизированными атомами кристалла стали. В курсах физики твердого тела утверждается, что в твердом металле внешние электроны атомов коллективизированы и образуют электронный газ, заполняющий межатомное пространство. Положительно заряженные ионизированные атомы стягиваются отрицательно заряженным электронным газом в кристалл. Из этого следует, что связь в решетке металла возникает вследствие взаимодействия положительно заряженных ионизированных атомов с электронным газом [6].

Энергия сцепления металлических кристаллов определяется взаимодействием ионизированных атомов друг с другом (отталкивание) и с коллективизированными электронами (притяжение), а также взаимодействием свободных электронов друг с другом (отталкивание). Таким образом, структура металла определяется ионным составом, погруженным в электронный газ, который компенсирует силы отталкивания между ионами и связывает ионизированные атомы в кристалл [6].

Представление о том, что электронный газ состоит только из валентных электронов, базируется на наблюдениях Юм-Розери, который еще в 1926 г. предложил выражать концентрацию в количестве валентных электронов на атом. Определяя степень концентрации для кристаллов с объемноцентрированной решеткой трех сплавов цветных металлов из меди, цинка, алюминия и олова, имеющих число валентных электронов соответственно 1, 2, 3 и 4, он установил, что в этих сплавах (медь—цинк, медь—алюминий, медь—олово) концентрация оказалась равной 1,5. Аналогичная величина концентрации была в дальнейшем определена в ряде сплавов: медь—индий, медь—бериллий, серебро—цинк, марганец—цинк [7]. Поэтому можно предположить, что в кристаллической структуре стали, где растворителем является железо, электронный газ образуется только валентными электронами. Это предположение частично подтверждается постоянством энергии связи в кристаллической структуре углеродистой стали, которая определяется постоянными параметрами решеток феррита ($2{,}86 \cdot 10^{-8}$ см), аустенита ($3{,}645 \cdot 10^{-8}$ см) и примерно постоянными значениями модуля упругости в разных направлениях ($1{,}32 \cdot 10^{-5}$ и $2{,}71 \cdot 10^{-5}$ МПа).

Исходя из этого, можно предположить, что ионизация атомов жидкой стали заключается в отделении двух валентных электронов, которые ранее создавали в атоме внешнюю седьмую оболочку $4s$. При этом атом превращается в положительно заряженный ион, который называют ионизированным атомом. Этот остаток атома имеет уже 24 электрона (вместо 26) и ядро из 26 положительно заряженных протонов и 30 нейтральных нейтронов. Таким образом, энергия связи в кристаллической решетке определяется электрическим полем, образуемыми $2N$ электронами (N — число атомов в кристалле), которые с определенной силой воздействуют на положительно заряженные ионизированные атомы. В свою очередь энергия связи атомов в кристалле определяет прочностные свойства поликристалла. Это доказывается тем, что разрушение стали начинается с прекращения связи между отдельными атомами и появления субмикроскопических трещин, которые снача-

ла растут в пределах кристаллической решетки, а затем выходят за них, что может стать причиной последующего разрушения детали [8].

Повышение теоретической прочности возможно при соответствующем увеличении энергии связи между ионизированными атомами кристаллической решетки. Однако это можно сделать увеличением числа электронов, выходящих при ионизации атома, например электронов шестой подоболочки $3d$, которая имеет шесть электронов. В этом случае число свободных электронов увеличится в 3 раза и соответственно в 3 раза повысится положительный заряд атомного остатка. В общем случае можно рассматривать различное число выходящих из атома электронов (3, 4, 5, 6, 7, 8), получая разную энергию связи.

Такое регулирование можно выполнить, помещая кристаллизатор в камеру с холодным сжатым воздухом (подачу "холода" и повышение давления можно осуществить и другим способом). Как известно, в зависимости от температуры T при нормальном давлении жидкая и твердая фазы стали имеют каждая свою свободную энергию Гельмгольца [9]:

$$F = E - Ts,$$

где E — внутренняя энергия; s — энтропия.

При снижении температуры относительно температуры плавления свободная энергия жидкой фазы будет больше свободной энергии твердой фазы; с увеличением степени переохлаждения разность между свободными энергиями $\Delta F(T)$ будет расти.

При избыточном давлении p свободная энергия каждой фазы увеличится на величину pV, где V — объем. Тогда свободную энергию Гиббса (термодинамический потенциал) [9] можно рассчитать по формуле

$$\Phi = E - Ts + pV = F + pV.$$

В этом случае воздействующая на атомы стали разность термодинамических потенциалов жидкой и твердой фаз составит

$$\Delta\Phi(T) = \Delta F(T) + pV.$$

Теоретически можно определить функцию $\Delta\Phi(T)$ и число электронов, выходящих из атомов жидкой стали, но получаемую при этом энергию связи вычислить даже приблизительно нельзя. Поэтому, регулируя температуру и давление, можно на выходе определить после разливки величину зерна, а после прокатки — механические характеристики и найти оптимальную степень переохлаждения и давление.

Для снижения температуры можно использовать адиабатное расширение сжатого компрессором воздуха после прохода через отверстие малого размера (дросселя), когда появится эффект Джоуля—Томпсона. Если этот охлажденный воздух сжать вторым компрессором, то получим сжатый воздух (давление до 10 атм) и холодный воздух (температура до −180 °С). Важно, чтобы используемая установка допускала регулирование давления и температуры.

С увеличением разности термодинамических потенциалов увеличивается число центров кристаллизации и, соответственно, уменьшаются размеры зерен. При малых размерах зерна осложняются условия появления дислокаций и, соответственно, повышаются реальные прочностные свойства. Таким образом, управляя кристаллизацией, можно одновременно увеличить теоретическую прочность и уменьшить разницу между теоретической и реальной прочностью.

Следующей системой, определяющей прочность стального материала, является система получения информации о прочностных свойствах проката, которую можно использовать при расчете прочности деталей машин.

В настоящее время механические характеристики определяются в результате испытаний на растяжение и ударных испытаний двух-трех образцов. Между тем механические характеристики проката имеют значительное рассеяние (отношение максимального значения к минимальному): для предела текучести — 1,3÷1,5, предела прочности — 1,2÷1,5, относительного удлинения — 1,8÷3,4, ударной вязкости — 1,9÷3,3. Поэтому необходимо учитывать в сертификатах как законы рассеяния механических характеристик, так и их минимальные значения.

В результате многолетних исследований [4] установлено, что механические характеристики подчиняются третьему типу распределения крайних членов выборки Фишера и Типпета, получивших название трехпараметрического закона Вейбулла:

$$F(x) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{x-\mu}{\beta}\right)^k\right] \text{ при } +\mu < x < \infty,$$

где μ, β, k — коэффициенты сдвига, масштаба и формы соответственно.

Оценка параметра μ распределяется асимптотически нормально с дисперсией

$$Д(\mu) = \frac{\beta^2}{n(k-1)^2\Gamma(1-2/k)},$$

где Γ — гамма-функция; n — объем выборки.

Задаваясь доверительной вероятностью, можно определить минимальные значения характеристики $x_{\min}$. Очевидно, что в сертификатах должны представляться параметры распределения механических характеристик (μ, β, k) и минимальное значение ($x_{\min}$) при нормальной температуре и температуре −50 °С (при эксплуатации машины в северных регионах при −70 °С). Кроме того, эти данные для образцов проката должны представляться при всех возможных вариантах обработки данной марки стали (давлением и термической обработкой).

Обеспечение полной информации о прочности проката является обоснованием интегральной характеристики прочности, которая могла бы связывать прочностные и пластические свойства как материала проката, так и материала детали.

Установлено, что уже в процессе прокатки кристаллическая структура стали получает зародышевые трещины, которые постоянно растут под влиянием нагрузки, образуя систему трещин. Образование и рост микротрещин внутри кристаллической структуры определяется сложными процессами взаимодействия дислокаций [4, 8].

Пока трещина не выходит за пределы зерна, его среда, как и среда образца-поликристалла, остается без серьезных изменений. Однако положение существенно меняется, когда отдельные трещины наиболее "слабых" зерен выходят за их пределы, "оттесняя" атомы локальных участков соседних зерен.

В металловедении существуют понятия о вязком и хрупком разрушении, вид которых определяется характером излома при фрактографическом анализе. Вязкому разрушению соответствует серый волокнистый излом, а хрупкому — блестящий участок излома. Особенности вязкого разрушения — медленное развитие трещин и высокая энергоемкость, как правило, внутризеренного разрушения. Хрупкое разрушение — наиболее опасный вид разрушения, которое быстро развивается под действием сравнительно низких напряжений.

Однако после выхода трещин из наиболее "слабых" зерен законы механики деформируемого твердого тела перестают действовать, в их окрестности будет подаваться упругая потенциальная энергия вследствие перераспределения всей упругой энергии в деформируемом теле. Впервые такая закономерность для хрупкого тела (стекла) установлена в 1920 г. А. Гриффитсом. Анализ процесса разрушения стального материала позволяет сделать вывод, что интегральная характеристика его прочности должна соответствовать началу выхода трещины из "слабых" зерен. Она должна соответствовать началу перехода от склонности к вязкому разрушению к склонности к хрупкому разрушению.

С помощью системы "Прочность", разрывной машины, ударного копра и микроскопа для фрактографического анализа были проведены исследования трубных, арматурных и машиностроительных сталей с определением интегральной характеристики прочности [3, 4, 10, 11]. Впервые была установлена интегральная характеристика материала проката и деталей машин в виде допускаемого напряжения из условия вязкого разрушения:

$$\sigma_{\text{н.р}\min} = \sigma_{\text{т}\min} K_{\text{доп}},$$

где $\sigma_{\text{т}\min}$ — минимальное значение предела текучести; $K_{\text{доп}}$ — допустимый из условия вязкого разрушения коэффициент упрочнения (отношение напряжения растяжения к пределу текучести).

Аналогично определяется прочность при переменных напряжениях. В этом случае интегральная характеристика будет соответствовать пределу выносливости, определяемому как предельное напряжение, соответствующее началу выхода трещин из зерна. При этом величина предельного напряжения, как показали специальные исследования, может быть существенно увеличена предварительным деформированием материала.

Необходима полная информация о механических характеристиках стального материала деталей машин, включая интегральный показатель прочности. Для этого должны быть решены две задачи: первая — определение механических характеристик материала непосредственно детали; вторая — осуществление перехода от известных характеристик материала проката к соответствующим характеристикам материала детали.

Определить характеристики материала детали можно, прежде всего, измерением механических характеристик стального проката на локальном участке стального материала проката образца и готовой детали. Метод одновременного измерения механических характеристик на локальном участке металла был разработан в Ростовском государственном строительном университете. На его основе была создана система "Прочность" для измерения механических свойств материала и статистической обработки полученных результатов. Система "Прочность" работает на основе измененного способа внедрения конического индентора по Роквеллу. В данном случае статическое вдавливание заменено на ударное [4, 12].

Ранее было установлено, что механические характеристики материала проката распределяются по трехпараметрическому закону Вейбулла. Можно предположить, что механические характеристики материала детали также распределяются по этому закону, но с другими параметрами. Трехпараметрический закон Вейбулла имеет важное свойство: при умножении значений выборки на какое-либо постоянное число $\lambda \neq 0$ параметры масштаба (β) и сдвига (μ) умножаются на это число, а параметр формы (k) остается без изменений [4]. Это может быть использовано для выполнения перехода от механических характеристик материала проката к механическим характеристикам материала детали.

При этом для каждой марки стали и каждого возможного варианта ее обработки следует экспериментальным путем определить законы распределения для каждой механической характеристики. Затем установить прокат, из которого предполагается изготовить детали, и из него изготовить стандартный образец и деталь. Далее с помощью системы "Прочность" определить механические характеристики материала образца и детали и для каждого параметра определить значения для материала детали и материала образца. Их отношение с учетом масштабного фактора условно назовем коэффициентом перехода, обозначив его λ_i. По известным законам распределения механических характеристик материала проката (данного варианта обработки) можно определить законы распределения механических характеристик материала детали.

Допустим, экспериментально определен закон распределения предела текучести проката

$$F(\sigma_{\text{т}}) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{\sigma_{\text{т}} - \mu}{\beta}\right)^k\right]$$

и определено отношение λ для пределов текучести материала детали. Тогда распределение текучести материала детали

$$F(\sigma_{\text{т}}) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{\sigma_{\text{т}} - \lambda\mu}{\lambda\beta}\right)^k\right].$$

Доверительный интервал параметра сдвига $\lambda\mu$

$$Д(\mu\lambda) = \frac{\lambda^2\beta^2}{n(k-1)^2\Gamma(1-2/k)}.$$

Необходимо, чтобы в получении полной и достоверной информации о прочностных характеристиках прока-

та и материала деталей машин активное участие принимали Центральные заводские лаборатории (ЦЗЛ) металлургических и машиностроительных заводов, которые должны проводить не только механические испытания в соответствии со стандартами (часто устаревшими), но и исследования по разработке новых методов и правил определения полной и достоверной информации о прочности стального материала.

После изготовления детали ее материал имеет остаточные напряжения, которые в настоящее время не учитываются, и трещины. И те, и другие должны быть устранены. Остаточные напряжения можно снять, нагревая деталь до температуры 300 °С (температура ограничена возможностью перекристаллизации), после чего материал приобретет свойство ползучести. При этом деформации при неизменных (по величине и расположению) нагрузках изменяются во времени. Естественно, что при этом имеют место как упругие, так и пластические деформации. Но даже при небольших пластических деформациях прежние связи атомов меняются, вследствие чего остаточные напряжения исчезают [4]. Однако для устранения остаточных напряжений недостаточно нагреть деталь, необходимо также приложить кратковременную нагрузку, вызывающую напряжение, несколько большее значения предела текучести. Поэтому целесообразно при изготовлении труб, для которых обязательны гидравлические испытания, проводить их таким образом, чтобы напряжения были выше предела текучести. Это особенно эффективно при гидравлическом испытании магистральных трубопроводов, в которых остаточные напряжения от стыковой сварки составляют 70—80 % предела текучести [4].

Ликвидировать микротрещины длиной $10^{-4} \div 10^{-5}$ см в материале детали можно, используя явление диффузии (перенос вещества), которая происходит вследствие возрастания энтропии и осуществляется благодаря тепловому движению микрочастиц. Вследствие стремления системы кристаллической структуры из-за большого числа ее составляющих к беспорядку и хаотичному размещению частиц происходит их перемешивание (наибольшее при максимуме энтропии). Во время диффузии частицы стремятся туда, где их меньше. Поток от участков с большей концентрацией частиц направлен в участок с меньшей концентрацией. Он характеризуется коэффициентом диффузии, который определяется характеристикой случайных блужданий частиц в данном материале: длина скачка, частота скачка и среднее время скачка. С увеличением температуры коэффициент диффузии возрастает (экспоненциальная зависимость).

Трещины вызывают неравновесное состояние материала. Если повысить интенсивность диффузии, можно ликвидировать трещины. Для этого необходимы два условия.

Первое условие — повышение температуры детали до максимально возможной (300÷350 °С). При этом будет существенно увеличиваться число вакансий, а с ними и число "свободных" междоузельных атомов. Кроме того, увеличится число атомов с повышенной энергией, которые также способны стать "свободными". Эти "свободные" атомы активно участвуют в диффузии, когда диффузионный поток "свободных" атомов направлен в участки с меньшей концентрацией атомов из-за наличия микротрещин, которые будут постепенно "зарастать".

Второе условие — выдержка изготовленных деталей в тепловой камере от 2 до 4 суток. Заметим, что речь идет о мелкозернистом материале. Длина трещины при этом менее 10^{-5} см.

Таким образом, для снятия остаточных напряжений и ликвидации микротрещин при изготовлении деталей обязательна дополнительная технологическая операция — окончательная выдержка в тепловой камере.

Зная наименьшие значения предела текучести и интегральной характеристики прочности материала детали, не имеющей остаточных напряжений и микротрещин, можно выполнить вероятностный расчет детали, который обеспечит уменьшение числа отказов, позволит исключить доводку для повышения надежности создаваемой машины.

Такое управление прочностью стального материала позволит увеличить прочность деталей машин, что повысит экономическую эффективность машиностроения и поднимет его на новый уровень развития.

Однако необходимы новые подходы как в реализации исследований в этой области, так и в организации производственных процессов. Это объясняется тем, что, во-первых, лабораторные исследования в области прочности стального материала весьма трудоемки и, во-вторых, в их реализации нет должной заинтересованности.

Управление прочностью стального материала деталей машин позволит создать в России конкурентоспособную машиностроительную продукцию.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Беленький Д. М., Вернези Н. Л., Ляшев В. Ю.** Повышение и реализация реальной прочности деталей машин // Вестник машиностроения. 2001. № 2. С. 17—23.
2. **Беленький Д. М.** Прочностная надежность деталей машин // Вестник машиностроения. 2001. № 9. С. 12—18.
3. **Прочностной** потенциал стали — основа создания конкурентоспособных машин // Д. М. Беленький, Н. Л. Вернези, Е. Е. Костенко, А. В. Черпаков // Вестник машиностроения. 2004. № 7. С. 29—33.
4. **Беленький Д. М., Ханукаев М. Г.** Теория надежности машин и металлоконструкций. Ростов: Феникс, 2004. 608 с.
5. **Бигеев А. М., Бигеев В. А.** Металлургия стали. Теория и технология плавки стали. Магнитогорск: МГТУ, 544 с.
6. **Павлов П. В., Хохлов А. Ф.** Физика твердого тела. М.: Высшая школа, 2000. 494 с.
7. **Физическое** металловедение. Выпуски 1, 2, 3. М.: Мир, 1968.
8. **Финкель В. М.** Портрет трещины. М.: Металлургия, 1981. 160 с.
9. **Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М.** Статическая физика. М.: Физматлит, 2001. 656 с.
10. **Беленький Д. М., Вернези Н. Л., Черпаков А. В.** Прочностные возможности металла труб и сварного соединения магистрального трубопровода // Газовая промышленность. 2004. № 4. С. 17—21.
11. **Беленький Д. М., Вернези Н. Л., Костенко Е. Е.** О прочностных возможностях арматурных сталей // Бетон и железобетон. 2004. № 4. С. 17—21.
12. **Беленький Д. М., Шамраев Л. Г.** Электронно-компьютерная система "Прочность" для управления механическими характеристиками материала деталей машин // Вестник машиностроения. 1999. № 9. С. 21—25.

УДК 621.833.-192

В. С. УТКИН, д-р техн. наук (Вологодский ГТУ)

Определение надежности зуба прямозубой зубчатой передачи по условию контактной усталости[1]

Предложена методика определения надежности индивидуального зубчатого колеса в индивидуальной ситуации по условию контактной усталости. Методика построена на результатах анализа работы зубчатого зацепления с использованием математического аппарата теории возможностей. Проблема оценки надежности зубчатых передач на стадии эксплуатации возникает после выработки передачей нормативного или гарантированного срока ее эксплуатации, а также после аварийных ситуаций.

Individual gear reliability determination technique in specific situations by the terms of contact fatigue is offered. The technique is plotted on results of the toothing work analysis using mathematical tool of the theory of opportunities. Problem estimation gearing reliability at the operation stage arises after standard or guaranteed period of gearing operation is exceeded, as well as after emergencies.

Расчет на контактную прочность (усталость) является основным для закрытых передач, т. е. работающих в масляной среде. Надежность зуба по контактной усталости определяется вероятностью события "контактные напряжения меньше предела контактной выносливости". В вероятностно-статистическом подходе, представленном в работе [1], авторы исходят из условия нормального распределения контактной нагрузки и предела контактной выносливости как случайных величин. Однако это справедливо для объектов массового производства, работающих в одинаковых условиях. Конкретная зубчатая передача отличается своей индивидуальностью. В связи с этим применение вероятностных методов к индивидуальному зубу передачи становится некорректным.

Для анализа неопределенностей при ограниченной статистической информации в последнее время используются методы на основе теории возможностей. В этом случае под надежностью объекта понимается возможность события "нагрузка меньше прочности" или для зуба передачи Воз($\sigma_H < \sigma_{H\lim}$), где в соответствии с работами [1, 2] σ_H — контактное напряжение в месте контакта двух зубьев, $\sigma_{H\lim}$ — предел контактной выносливости зубчатых колес. Проблемы при оценке надежности зуба передачи заключаются в выборе функции распределения возможностей (ФРВоз) и в оценке параметров нечетких переменных (в понятии теории возможностей) при ограниченной статистической информации об индивидуальном объекте. Остановимся сначала на вопросе, как найти σ_H с учетом изменчивости. Согласно работе [1] контактные напряжения в полюсе зацепления определяются по формуле $\sigma_H = 6{,}13 \cdot 10^3 Z_H a_w^{-1} \sqrt{M_{\text{кр}}(u \pm 1)^3 k_{HZ}/(b_w u)}$. Там же приведены значения членов этой формулы и способы их выявления.

Согласно работе [2] контактные напряжения в полюсе внешнего зацепления определяются по физически более ясной формуле

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t k_{H\alpha} k_{H\beta} k_{H\nu}(u+1)}{a_w b_w u}}. \qquad (1)$$

Здесь: $Z_H = \sqrt{2/\sin 2\alpha_w}$ ($\alpha_w = 20°$); $Z_M = 275$ МПа$^{1/2}$ (для стальных колес); $Z_\varepsilon = \sqrt{(4-\varepsilon_\alpha)/3}$ (для прямозубых зубчатых колес), где обычно $\varepsilon_\alpha = 1{,}2 \div 1{,}8$ или определяется по формуле $\varepsilon_\alpha = 1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2}\right)$; F_t — окружное усилие; $k_{H\alpha} = 1$ (для приработанных зубьев); $k_{H\nu} = 1 + \eta(k_\nu - 1)$, где $\eta = 0{,}75$ при твердости >350 *HB* и 0,35 при твердости <350 *HB*; $k_\nu = 1 + \omega_\nu/\omega_{\text{ст}}$ (при статически нагруженных зубьях $k_\nu = 1$; по ГОСТ 21354—75* $\omega_\nu = 0{,}016\nu\sqrt{\Delta_0 a_w/u}$, где Δ_0 — точность изготовления, $a_w = 0{,}5m(z_1 + z_2)$ — межосевое расстояние, $u = z_2/z_1$ — передаточное число); b_w — длина зуба.

Значения $k_{H\beta}$ и $k_{H\nu}$ при определенной твердости можно принимать по табл. 14.2 и 14.3 в работе [2].

Из формулы (1) видно, что случайной (нечеткой) переменной можно считать только окружное усилие F_t. Нечеткая надежность (в понятиях теории возможностей [3]) зубчатой передачи по контактной усталости определяется наименьшей надежностью "слабого" зуба (слабого звена). Для выявления такого зуба с помощью испытаний устанавливают место и размеры пятна контакта для каждого зуба передачи. Для этого используют известные [4] методы, например метод нанесения краски при нагрузке, равной рабочей. Кроме того, известно (ГОСТ 1643—56), что для передач средней точности общего назначения зазор $c = (0{,}04 \div 0{,}06)m$, где m — модуль зуба. Величину зазора для конкретной передачи можно определить согласно работе [4] с помощью свинцовых пластин, толщина δ_0 которых заранее измерена и должна быть немного больше зазора c (иначе передачу может заклинить). После "пропускания" свинцовой пластины в зазор и замера ее деформаций по толщине устанавливается закономерность распределения нагрузки по длине b зуба. Зуб делится на элементы одинаковой или разной длины Δb_i. Число делений зависит от длины зуба и расположения пятна контакта: чем длиннее зуб, тем больше число делений. В этом случае зуб представляет собой систему с последовательным соединением элементов (в понятиях теории надежности) длиной Δb_i. В теории возможностей операция умножения (пересечения) заменяется операцией минимума (min). Надеж-

[1]Работа выполнена по программе конкурсной заявки в 2006 г. в РФФИ.

ность последовательной системы определяется возможностью безотказной работы $R_c = \min\{R_4, R_2, ..., R_n\}$ и возможностью отказа $Q_c = \max\{Q_1, Q_2, ..., Q_n\}$, где R_i, Q_i — возможность соответственно нормального функционирования и отказа i-го элемента ($i = 1, ..., n$).

По измеренной деформации $\delta_0 - \delta_i$ свинцовой пластины, где δ_i — толщина i-го участка пластины по длине зуба после ее деформирования зубчатым колесом, находят значение нагрузки по участкам по формуле $F_i = F_t(\delta_0 - \delta_i)/\sum_{i=1}^{m}(\delta_0 - \delta_i)$, где m — число участков длины зуба, F_t — окружное усилие, которое находят по значению крутящего момента $M_{кр}$ и расстоянию ρ_1 от оси колеса до центра пятна контакта (рис. 1): $F_t = M_{кр}/\rho_1$. Крутящий момент $M_{кр}$ находят по измеренной с помощью ваттметра мощности N электродвигателя и измеренной с помощью тахометра частоты n, мин$^{-1}$, вращения вала с колесом передачи.

Известно [2], что с некоторым "запасом" надежности (пренебрегая потерей мощности) можно найти крутящий момент по формуле $M_{кр} = 9554\,N/n$, Н · м (здесь N — в кВт, n — в мин$^{-1}$). Тогда при одном зубе в зацеплении окружное усилие $F_t = 9554\,N/n\rho_1$ (см. рис. 1).

Распределим это усилие по участкам длины зуба пропорционально деформации свинцовой пластины. Наибольшее усилие на элемент зуба длиной Δb_i составит

$$_{i\max} = \quad _t(\delta_0 - \tilde{\delta}_{i\min})/\sum_{i=1}^{m}(\delta_0 - \tilde{\delta}_i) \qquad (2)$$

или

$$_{i\max} = 9554 \quad (\delta_0 - \tilde{\delta}_{i\min})/ \quad \rho\sum_{i=1}^{m}(\delta_0 - \tilde{\delta}_i). \qquad (3)$$

Окружное усилие $_t$ принято считать нечеткой переменной в понятиях теории возможностей, так как оно определяется по результатам ограниченного числа измерений мощности электродвигателя ваттметром и частоты вращения вала тахометром в некоторый отрезок времени. Величина $\tilde{\delta}_{i\min}$ также является нечеткой переменной, так как измеряется, например микрометром, на длине "слабого" (самого напряженного) участка зуба малое число раз (из-за малой длины Δb_i).

Эту же операцию можно провести с помощью профилометра-профилографа, снимая профили с обеих сторон свинцовой пластины. Величины δ_0 и δ_i также находят путем измерений и используют их в виде средних, но детерминированных для упрощения задачи. Если для двух или более участков длины зуба получают одинаковые средние значения $\tilde{\delta}_{i\min}$, то их объединяют в один участок суммированием. Наиболее опасным является расположение пятна контакта на одной из половин длины зуба.

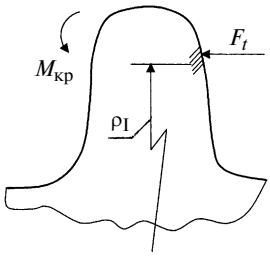


Рис. 1. Зуб малого колеса с пятном контакта и нагрузкой F_t:
ρ_1 — расстояние от середины ширины пятна контакта до центра малого колеса

Подставляя выражение (3) в формулу (1), найдем:

$$\tilde{\sigma}_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \left(\frac{k_{H\alpha}k_{H\beta}k_{H\nu}(u+1)^2}{\Delta b_i a_w u}\right)^{1/2} \times$$

$$\times \left(\frac{9{,}544 \quad (\delta_0 - \tilde{\delta}_{i\min})}{\rho\sum_{i=1}^{m}(\delta_0 - \delta_i)}\right)^{1/2} \qquad (4)$$

или

$$\tilde{\sigma}_H = k\left(\frac{(\delta_0 - \tilde{\delta}_{i\min})}{}\right)^{1/2}, \qquad (5)$$

где $k = Z_H Z_M Z_\varepsilon \left(\dfrac{k_{H\alpha}k_{H\beta}k_{H\nu}(u+1)^2 9{,}554}{\Delta b_i a_w u\rho\sum_{i=1}^{m}(\delta_0 - \delta_i)}\right)^{1/2}$.

Остановимся на методике определения предела контактной выносливости зубьев стальных колес $\tilde{\sigma}_{H\lim} = \tilde{\sigma}^0_{H\lim}k_{HL}$ согласно работе [2]. Значение k_{HL} для колес из стали можно определить по табл. 14,8 в работе [2]. Значение $\tilde{\sigma}^0_{H\lim}$ зависит от твердости H стали и вида химико-термической обработки поверхности зуба. Так, при отсутствии такой обработки $\tilde{\sigma}^0_{H\lim} = 1{,}8HB + 65$.

Имеются и другие рекомендации по определению предела контактной выносливости. Во всех этих рекомендациях фигурирует твердость металла. Чтобы определить ее без демонтажа передачи, автор предлагает использовать метод царапания [5]. Этот метод широко обсуждался в 1960-е годы, но не получил достойного внедрения из-за отсутствия испытательных средств. В Вологодском государственном техническом университете разработана серия приборов для испытаний материалов на твердость методом царапания. Для этого верхнюю грань зуба шлифуют шлифовальной шкуркой и вдоль зуба индентором с алмазной пирамидой наносят царапину при нагрузке $F = 80$ Н. Ширину b царапины измеряют с помощью микроскопа МПБ с ценой деления 0,02 мм. Согласно работе [5] твердость $H_ц = cF/b^2$ (для стали $c = 4$).

Расчет ведут по наименее прочной контактной поверхности зубьев колеса или шестерни. Число измерений ширины b царапины ограничено площадью верхней грани зуба и временем, занимаемым измерениями в технологическом процессе, поэтому твердость $H_ц$ считаем нечеткой переменной. Это обосновано еще и тем,

что по исходной статистической информации невозможно выявить для $H_ц$ функцию распределения в контексте теории вероятностей. Таким образом, $\tilde{\sigma}^0_{H\lim}$ будет нечеткой переменной. Тогда и $\tilde{\sigma}_{H\lim} = \tilde{\sigma}^0_{H\lim} k_{HL}$ будет нечеткой переменной, и математическая модель предельного состояния зуба по условию контактной усталости будет иметь вид $\sigma_H \leqslant \tilde{\sigma}_{H\lim}$, а с учетом выражения (5) получим:

$$k_2[\quad(\delta_0 - \tilde{\delta}_{i\min})/\quad]^{1/2} \leqslant \tilde{\sigma}^0_{H\lim} k_{HL} \qquad (6)$$

или

$$(\delta_0 - \tilde{\delta}_{i\min})/\quad(\tilde{\sigma}^0_{H\lim})^2 \leqslant k^2_{HL}/k^2. \qquad (7)$$

Найти ФРВоз левой части выражения (7) невозможно, поэтому используем принцип обобщения Л. Заде из работы [3], сущность которого заключается в том, что обратная функция от ФРВоз нечетких аргументов равна функции от обратных функций ФРВоз этих аргументов. Например, для двух нечетких аргументов X и Y при $f(X, Y)$ имеем $(\pi_{f(X,\,Y)})^{-1} = f((\pi_X)^{-1}, (\pi_Y)^{-1})$, где $\pi_X(x)$ называется ФРВоз нечеткой переменной X, а x — значение этой переменной.

В качестве ФРВоз примем [3, 6] экспоненциальную зависимость вида

$$\pi_X(x) = \exp\{-[(x - a)/b]^2\}, \qquad (8)$$

где $a = 0{,}5(X_{\max} + X_{\min})$; $b = 0{,}5(X_{\max} - X_{\min}/\sqrt{-\ln\alpha})$; $\alpha \in [0, 1]$ (значением α задается [7]); $X_{\max}$ и $X_{\min}$ — значения x в вариационном ряду. Геометрическое представление функции (8) и ее параметров показано на рис. 2.

В работе [3] отмечается, что на практике достаточно приближенного представления ФРВоз, и обосновывается это рядом аргументов. В связи с этим примем для дальнейших расчетов широко применяемую [6] ФРВоз вида (8) для всех нечетких переменных в выражении (7). Функция, обратная функции (8), примет вид $x = a \pm b\sqrt{-\ln\alpha_*}$. Обозначив $\sqrt{-\ln\alpha_*} = \beta$, получим $x = a \pm \beta b$.

Из выражения (7) сформируем нечеткую функцию

$$Y(y) = \quad(\delta_0 - \tilde{\delta}_{i\min})/\quad(\tilde{\sigma}^0_{H\lim})^2 \leqslant k^2_{HL}/k^2. \qquad (9)$$

По принципу обобщения запишем:

$$y = (a_N - \beta b_N)[\delta_0 - (a_{\delta_i} - \beta b_{\delta_i})]/[(a_n + \beta b_n) \times \times (\alpha_{\sigma_H} + \beta b_{\sigma_H})^2] \qquad (10)$$

(перед произведением βb ставится знак минус, если функция $Y(y)$ будет возрастающей от нечеткого аргумента и знак плюс, если она будет убывающей [3]).

В уравнении (10) два неизвестных y и β. Значением y задаемся, используя выражение (7) в виде правой части: $y = k^2_{HL}/k^2$. Тогда получим уравнение (10) с одним неизвестным β. Решая уравнение (10) относительно β,

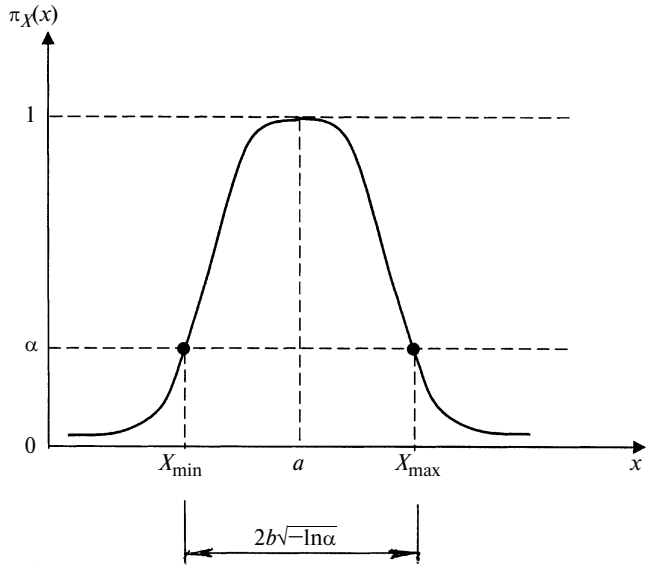


Рис. 2. Функция распределения возможностей $\pi_X(x)$ и ее параметры

найдем наименьшее по абсолютной величине значение $\beta_{\min}$ и по нему — возможность отказа $\alpha_* = e^{-\beta^2_{\min}}$ при возможности безотказной работы $R = 1$.

При $\beta = 1$ из уравнения (10) найдем "среднее" значение a_y функции y:

$$a_y = a_N(\delta_0 - a_{\delta_i})/a_n\, a^2_{\sigma_H}.$$

При $a_y < k^2_{HL}/k^2$ [см. формулу (9)] возможность безотказной работы $R = 1$, а возможность отказа $Q = \alpha_* = e^{-\beta^2_{\min}}$. И наоборот, при $a_y > k^2_{HL}/m^2$ $Q = 1$, а $R = \alpha_*$. Условие $N = 1 - Q$ при $R = 1$ в работе [3] названо необходимостью безотказной работы.

Таким образом, надежность зуба по контактной прочности будет характеризоваться интервалом $[R, N]$. Истинная надежность находится внутри интервала. Если окажется, что $Q = 1$, то это будет свидетельствовать о том, что зуб скорее разрушится (откажет), чем не разрушится.

Полученная информация используется для принятия решения о возможности дальнейшей эксплуатации передачи по контактной прочности зуба. Зубчатое колесо (шестерня) является системой, состоящей из элементов (зубьев), соединенных последовательно. При независимости элементов для системы по теории возможностей имеем $R_c = \min\{R_i\}$ и $Q_c = \max\{Q_i\}$, i — номер зуба, $i = 1, ..., n$, n — число зубьев. Выявленный слабый зуб сразу дает значения R_c и Q_c. Если подозрительными являются еще несколько зубьев, то все они проверяются по рассмотренной выше методике.

Полная надежность зубчатого колеса по усталостной прочности, износу и контактной прочности одновре-

УДК 621.865.8.001.573

Ю. Н. САНКИН, д-р техн. наук, В. М. БАРАХОВ (УлГТУ, г. Ульяновск)

Математическое моделирование и управление манипуляторами, как стержневыми системами переменной конфигурации

Разработан метод управления манипулятором на заключительном этапе движения при использовании пропорционально-интегрально-дифференциального регулятора (ПИД-регулятора). Как известно, упругие системы с распределенными параметрами имеют три главных направления, возмущение по каждому из которых не влияет на другие. Данное заключение позволяет упростить управление в силу возможности использования одноканального управления. Особенностью разработанного способа управления является математическое моделирование манипуляторов как систем с распределенными параметрами. Соответствующие передаточные функции были получены в виде ряда по колебательным звеньям, который является аналогом спектрального решения Гильберта—Шмидта для самосопряженного вполне непрерывного оператора.

Manipulator control method at the terminal stage of movement, applying PID-controller is developed. It is known that elastic systems with distributed parameters have three general directions, when disturbance in any direction does not influence on the others. This sufficiently simplifies the controller, as it may be a single-channel one and used in all three directions. Essential advantage of the developed control system is manipulator mathematical modelling as beam system with distributed parameters. The corresponding transfer functions are obtained in expanded form of oscillating links analogous to Hilbert-Schmidt spectral solution for self-adjoint completely continuous operators.

Современные манипуляторы представляют собой сложные динамические устройства, осуществляющие разнообразные перемещения при различных конфигурациях в условиях большого числа возмущений.

Разнообразие конструкций, сложность математического описания управляемого движения многозвенного манипулятора системой дифференциальных уравнений высокого порядка делают актуальной задачу составления математической модели и моделирования движения механизма по заданным кинематической схеме и закону управления.

Динамический расчет манипуляторов с учетом распределенных параметров в настоящее время разработан недостаточно [1]. Обычно манипуляторы схематизируются в виде стержневых систем (рис. 1, поз. *1—4* — узлы), однако при исследовании его динамики манипулятор рассматривается как система твердых тел [2]. И если учитывают распределенные параметры, то осуществляют это приближенно, аппроксимируя дополнительные перемещения, возникающие из-за деформаций звеньев, с помощью полиномов. При этом получаются громоздкие выражения, которые создают большие трудности при конструировании системы управления. Кроме того, стремление повысить быстродействие манипулятора приводит к увеличению его динамической нагруженности, а это требует всестороннего прочностного анализа звеньев механизма. Прочностной анализ целесообразно осуществлять, определяя коэффициенты динамичности по переходным процессам, имеющим место, например, при торможении вблизи заданной позиции, а также в момент приложения управляющих воздействий. Таким образом, в области современной робототехники приходится решать задачи, связанные с колебаниями сложных стержневых систем при различных условиях, а также задачи оптимизации управления движением системы.

Реальные задачи оптимизации сложных технических систем, состоящих из некоторых элементов, весьма тру-

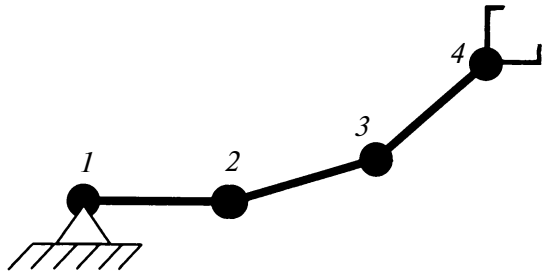


Рис. 1

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 25)

менно определяется по $\min\{R_i\}$ и $\max\{Q_i\}$ по всем критериям надежности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Решетов Д. Н., Иванов А. С., Фадеев В. З.** Надежность машин: Учеб. пособие / Под ред. Д. Н. Решетова. М.: Высшая школа, 1988. 238 с.

2. **Иосилевич Г. Б.** Детали машин: Учебник. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.

3. **Дюбуа Д., Прад А.** Теория возможностей. Приложения к представлению знаний в информатике. Пер. с фр. М.: Радио и связь, 1990. 288 с.

4. **Орлов П. И.** Основы конструирования. Справ. метод. пособие. М.: Машиностроение, Кн. 2. 1977. 574 с.

5. **Фридман Я. Б.** Механические свойства металлов. 3-е изд., перераб. и доп. Ч. 2. М.: Машиностроение, 1974. 368 с.

6. **Уткин В. С., Уткин Л. В.** Определение надежности строительных конструкций: Учеб. пособие. Вологда: ВоГТУ, 2000. 175 с.

7. **Уткин В. С.** Значение уровня риска в теории возможностей // Строительные материалы. 2004. № 8. С. 35.

доемки, так как обычно это задачи со сложной математической моделью анализа состояния (напряженно-деформированного, устойчивости, колебаний и др.). Решение таких задач весьма затруднительно, если пользоваться точными уравнениями для каждого элемента в отдельности.

Для управления манипулятором необходимо учитывать его динамические характеристики, особенности движения и условия эксплуатации. Кроме того, успешное управление возможно только в случае получения информации о текущем положении манипулятора, которая всегда ограничена. При разработке высококачественных систем управления манипуляторами необходимо выполнять подробные исследования динамики движения всех звеньев в различных режимах работы. Немаловажным аспектом при построении управления манипулятором являются учет и гашение колебаний узла схвата манипулятора, особенно на заключительном этапе движения (или при выходе в заданное положение).

Методика расчета колебаний, представленная в работе [3], позволяет осуществить строгий переход от сложной системы к ее простой эквивалентной модели. Данная методика использует построение и анализ амплитудофазочастотных характеристик (АФЧХ).

При построении АФЧХ решается задача о вынужденных колебаниях упругой системы под действием периодических возмущающих сил при любых значениях частот, лежащих в заданных пределах. В задачах динамики стержневых систем необходим учет трения, так как в этих задачах требуется определить амплитуды колебаний при всевозможных значениях состояния системы на заключительном этапе движения. Непосредственный учет трения при расчете вынужденных колебаний упругих систем осуществляется методом малого параметра, пропорционального силам трения, который позволяет строить АФЧХ упругих систем с распределенными параметрами, не определяя предварительно ни частот, ни форм свободных колебаний.

Учет рассеяния энергии в каждом элементе конструкции получается простым и естественным образом, а все необходимые величины находятся из задачи без трения. Для того чтобы учесть внутреннее рассеяние энергии, необходимо все характеристики упругости системы E, G, C, ξ заменить комплексными величинами:

$$\bar{E} = E(1 + i\gamma_1); \quad \bar{G} = G(1 + i\gamma_2); \quad \bar{C} = C(1 + i\gamma_3); \quad \bar{\xi} = \xi(1 + i\gamma_4),$$

где E — модуль упругости; G — модуль сдвига; C — сосредоточенные жесткости; ξ — коэффициент упругого основания; $\gamma_k = \varphi_k/2\pi$, $k = 1, 2, ..., m$ (m — число элементов конструкции с различными интегральными коэффициентами φ_k рассеяния энергии).

Уравнения динамики линейной вязкоупругой системы, для которой зависимости между деформациями и напряжениями задаются линейными соотношениями, в операторной форме можно записать следующим образом:

$$D\sigma + R\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + T\frac{\partial u}{\partial t} - f = 0; \quad CD^*u + C_1 D^*\frac{\partial u}{\partial t} = \sigma.$$

Здесь σ — вектор обобщенных сил или тензор напряжений; u — вектор обобщенных смещений; R — матрица или тензор инерционных характеристик; T — матрица или тензор внешнего рассеяния энергии; f — вектор-функция внешних нагрузок; C — симметричная положительно-определенная матрица упругих характеристик; C_1 — матрица или тензор коэффициентов внутреннего трения; D и D^* — дифференциальные операторы, сопряженные по Лагранжу.

При силовом возмущающем воздействии передаточная функция стержневой системы при малой диссипации определяется следующим рядом:

$$W(p) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{k_n}{T_{n2}^2 p^2 + T_{n1} p + 1}; \quad k_n = \frac{\lambda_n u_n^{\mathrm{T}}(\alpha) u_n^{\mathrm{T}}(\beta)}{\|u_n\|^2},$$

где p — параметр преобразования Лапласа; $u_n(\alpha)$, $u_n(\beta)$ — значения форм колебаний в точках с пространственными координатами $\alpha = (\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3)^{\mathrm{T}}$ и $\beta = (\beta_1, \beta_2, \beta_3)^{\mathrm{T}}$.

Используя известные формулы метода перемещений [3], для пространственного случая в общем виде получаем следующие условия динамического равновесия узлов в единой системе координат:

$$... - B_{np}U_p - B_{nr}U_r + (A_{np} + ... + A_{nr})U_n - B_{ns}U_s - B_{nt}U_t - ... = ... - B_{np}[U_p] - B_{nr}[U_r] - ... - B_{ns}[U_s] - B_{nt}[U_t] + R_n,$$

где $n = 1, 2, ..., m$ (m — число узлов стержневой системы); p, r, s, t — номера узлов, соседних с n-м узлом.

Входящие в это выражение величины можно выразить как

$$[U_k^0] = L[U_k]; \quad A_{nk} = L^{\mathrm{T}} A_{nk}^0 L; \quad B_{nk} = L^{\mathrm{T}} B_{nk}^0 L,$$

где L — матрица направляющих косинусов перехода из местной к единой системе координат соответствующего звена, а A_{nk}^0, B_{nk}^0 — матрицы динамических жесткостей в местной системе координат вида:

$$A_{nk}^0 = \begin{bmatrix} S_{nk} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & G_{znk} & 0 & 0 & 0 & C_{znk} \\ 0 & 0 & G_{ynk} & 0 & -C_{ynk} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Q_{nk} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -C_{ynk} & 0 & A_{ynk} & 0 \\ 0 & C_{znk} & 0 & 0 & 0 & A_{znk} \end{bmatrix};$$

$$B_{nk}^0 = \begin{bmatrix} T_{nk} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & H_{znk} & 0 & 0 & 0 & -D_{znk} \\ 0 & 0 & H_{ynk} & 0 & D_{ynk} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & F_{nk} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -D_{ynk} & 0 & -B_{ynk} & 0 \\ 0 & D_{znk} & 0 & 0 & 0 & -B_{znk} \end{bmatrix}.$$

Матрица A_{nk}^0 — симметрична относительно главной диагонали, а матрица B_{nk}^0 — кососимметрична. Нижний индекс перед буквами nk у коэффициентов этих матриц указывает поперечную ось сечения, относительно которой вычисляются коэффициенты жесткости.

Вектор перемещения конца стержня от местной нагрузки $[U_k^0]^{\mathrm{T}} = [[u_k], [v_k], [w_k], [\vartheta_k], [\psi_k], [\varphi_k]]$, где

$$\left.\begin{aligned}
&[u_k] = \Sigma R_{xi} K_{uRx}(1-\zeta_i) + l\int_0^1 \mu \cdot v_x(s) \cdot K_{uRx}(1-s)ds;\\
&[v_k] = \Sigma R_{xi} K_{vRy}(1-\zeta_i) - \Sigma M_{zi} K_{vMz}(1-\zeta_i) +\\
&+ l\int_0^1 \mu \cdot v_y(s) \cdot K_{vRy}(1-s)ds;\\
&[w_k] = \Sigma R_{zi} K_{wRz}(1-\zeta_i) + \Sigma M_{yi} K_{wMy}(1-\zeta_i) +\\
&+ l\int_0^1 \mu \cdot v_z(s) \cdot K_{wRz}(1-s)ds;\\
&[\vartheta_k] = \Sigma M_{xi} K_{\vartheta Mx}(1-\zeta_i) + l\int_0^1 J_\rho\, \omega_x^0 K_{\vartheta Mx}(1-s)ds;\\
&[\varphi_k] = -\Sigma R_{zi} K_{\varphi Rz}(1-\zeta_i) - \Sigma M_{yi} K_{\varphi My}(1-\zeta_i) -\\
&- l\int_0^1 \mu \cdot v_z(s) \cdot K_{\varphi Rz}(1-s)ds;\\
&[\psi_k] = \Sigma R_{yi} K_{\psi Ry}(1-\zeta_i) - \Sigma M_{zi} K_{\psi Mz}(1-\zeta_i) +\\
&+ l\int_0^1 \mu \cdot v_y(s) \cdot K_{\psi Ry}(1-s)ds.
\end{aligned}\right\} \quad (1)$$

Знаки суммирования в выражениях (1) распространяются на нагрузки слева от сечения.

В работе [4] были исследованы некоторые состояния системы, состоящей из трех звеньев (см. рис. 1), в момент мгновенного останова в процессе вращения с угловой скоростью Ω в узле *1*, построены АФЧХ (рис. 2, *а*, *б*) и соответствующие переходные процессы (рис. 3, *а*, *б*, штриховые кривые) для узла *4* схвата манипулятора (см. рис. 1). Действие инерционных сил в момент фиксирования положения манипулятора учитывается в подынтегральных выражениях вектора перемещений конца стержня от местной нагрузки в виде произведения соответствующей проекции скорости на погонную массу стержня.

Передаточные функции для двух рассматриваемых положений манипулятора имеют вид:

$$W_1(p) = \frac{-1{,}309504253 \cdot 10^{-8}}{4{,}737813323 \cdot 10^{-7} p^2 + 0{,}00008277800861 p + 1} +$$

$$+ \frac{1{,}954311873 \cdot 10^{-11}}{1{,}205499097 \cdot 10^{-8} p^2 + 0{,}00001416646878 p + 1};$$

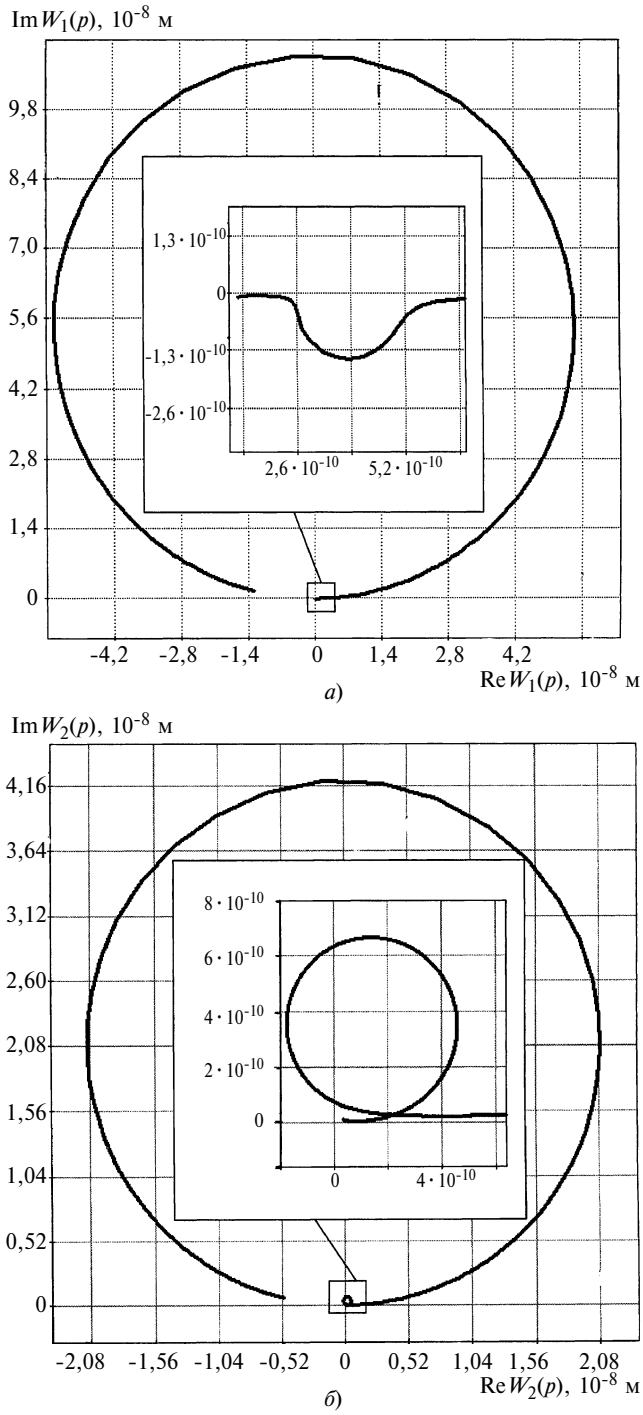


Рис. 2

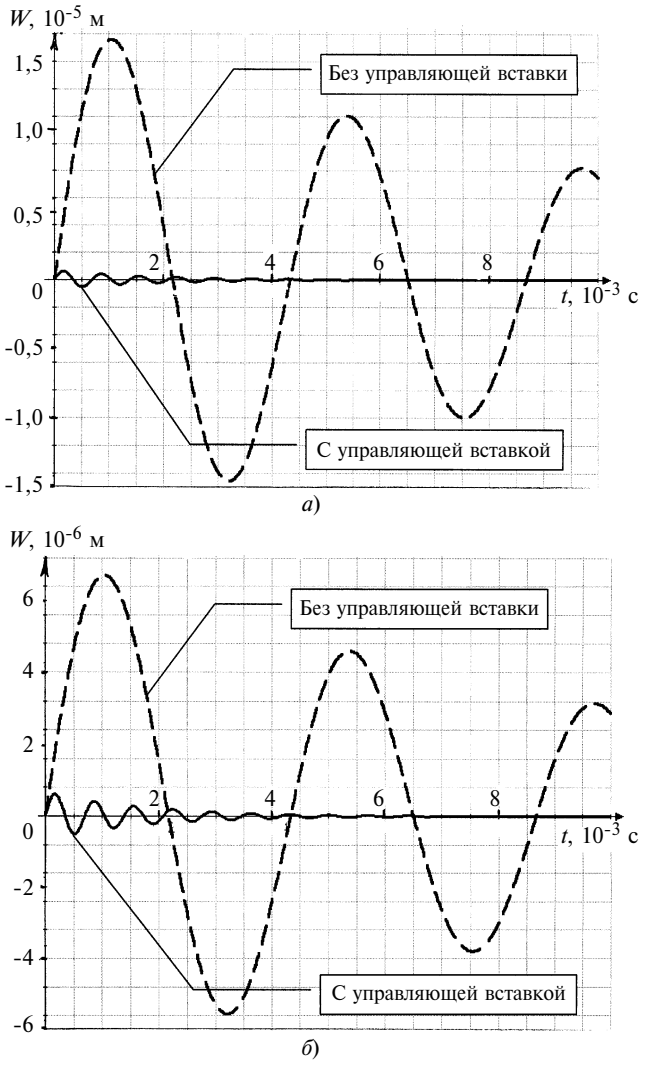


Рис. 3

$$W_2(p) = \frac{-5{,}055804054 \cdot 10^{-9}}{4{,}737813323 \cdot 10^{-7} p^2 + 0{,}00008277800861 p + 1} +$$

$$+ \frac{-7{,}524192384 \cdot 10^{-11}}{1{,}205589581 \cdot 10^{-8} p^2 + 0{,}00001241015829 p + 1}.$$

В результате анализа полученных данных сделан следующий вывод: так как для рассматриваемой системы существенным оказывается лишь одно колебательное звено (для наглядности на рис. 2, *а*, *б* показаны увеличенные вторые витки АФЧХ), то интересующее движение описывается дифференциальным уравнением второго порядка: $\ddot{x} + 2n\dot{x} + k^2 x = u$.

Таким образом, построена математическая модель сложной механической системы в виде системы с одной степенью свободы.

В итоге получили возможность решать задачи об оптимальном по быстродействию управлении. Синтез оптимальных управлений для уравнения с неотрицательными коэффициентами n, k показан в работе [5]. При ограничении управляющего параметра u в пределах $a \leqslant u \leqslant b$ кусками фазовых траекторий будут полуокружности при $n = 0$ и дуги логарифмических спиралей при $n > 0$.

Наряду с этим существуют способы управления манипуляторами (универсальные законы), обеспечивающие их устойчивое движение [6]. При применении универсальных законов управления механическими системами манипулятор представляется как система твердых тел, учет распределенных параметров осуществляется загрублением закона управления, которое обеспечивает всего лишь устойчивость движения, но не обеспечивает должного качества переходного процесса, который (особенно на заключительном этапе движения) обусловлен распределенными параметрами системы. В связи с этим с целью повышения качества управления и достижения более высокой точности системы необходим учет распределенных параметров манипулятора. В приведенном ниже методе строится передаточная функция манипулятора $W_{\mathrm{SYS}}(p)$ (как системы с распределенными параметрами) в виде суммы колебательных звеньев, при этом постоянные времени доминирующего витка АФЧХ используются для формирования корректирующего звена $W_{\mathrm{PID}}(p)$ в форме пропорционально-интегрально-дифференциального регулятора (ПИД-регулятора). При этом передаточная функция манипулятора будет разной для его различных конфигураций, но строится она по единому алгоритму.

Как известно, в основе математической теории упругости лежит закон Гука, выражающий линейную связь между тензорами деформаций и напряжений. Однако утверждать, что между перемещениями и приложенными к упругому телу силами всегда существует линейная зависимость, нельзя. Вместе с тем в большом количестве задач теории упругости и строительной механики, основанных на применении закона Гука, получается линейная зависимость между внешними силами и перемещениями. На этом основании целесообразно принять видоизмененный закон Гука, приводящий к линейным соотношениям между силами, приложенными к упругому телу, и перемещениями его точек:

$$Q_s = -\sum_{k=1}^{n} C_{sk} q_k, \quad s = 1, \ldots, n,$$

где C_{sk} — постоянные коэффициенты, которые образуют симметричную матрицу жесткостей.

Симметричность матрицы жесткостей является следствием потенциальности упругих сил. При этом потенциальная энергия представляет собой знакопостоянную положительную квадратичную форму. В трехмерном случае этой квадратичной форме соответствует эллипсоид, уравнение которого можно записать в канонической форме. Положительная знакоопределенность означает, что определитель матрицы жесткостей положительный и, следовательно, существует обратная, также симметричная матрица податливости.

Преобразование матрицы жесткостей к диагональному виду означает установление трех ортогональных главных направлений, отличающихся тем, что если сила действует по главному направлению, то перемещение направлено по этому же направлению.

Сказанное справедливо и для относительного перемещения, вызванного двумя равными по величине и противоположно направленными силами. В этом случае обобщенной силой является совокупность этих двух сил, а обобщенным перемещением — разность перемещений точек приложения сил.

Указанные свойства матриц жесткостей и податливости справедливы и для вязкоупругого тела в динамике, если оператор рассеяния энергии подобен оператору упругости. Тогда в вязкоупругом теле существуют три главных направления и, соответственно, три серии собственных частот и форм колебаний, таких, что при действии сил по этим направлениям, возбуждаются колебания только одной серии [7].

Известно, что решение операторного уравнения динамики вязкоупругого тела для малых перемещений, преобразованного по Лапласу при нулевых начальных условиях и вышеупомянутом условии, наложенном на оператор рассеяния энергии, можно записать так:

$$u(\alpha) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\lambda_n \int\limits_V f^{\mathrm{T}} u_n dV}{(T_{n2}^2 p^2 + T_{n1} p + 1)\|u\|^2} u_n(\alpha),$$

где $u_n(\alpha)$ — формы колебаний; $\lambda_n = 1/\omega_n^2 - T_{n2}^2$; ω_n — собственные частоты колебаний; T_{n2} — инерционная постоянная; T_{n1} – постоянная рассеяния энергии; $f = f(\beta)$ — внешние силы, действующие на тело; V — область, занимаемая упругим телом; α и β — пространственные координаты.

При действии сосредоточенной силы получаем $u(\alpha) = W(p) f(\beta)$.

В статике при $p = 0$ имеем $W(0) = \sum\limits_{n=1}^{\infty} K_n$, причем при $\alpha = \beta$ $W(0)$ является симметричной матрицей податливостей и может быть преобразована к диагональному виду. Тогда векторы форм колебаний в точке приложения силы будут трех видов: $u_k^{\mathrm{T}} = [u_{k1}, 0, 0]$; $u_l^{\mathrm{T}} = [0, u_{l1}, 0]$; $u_m^{\mathrm{T}} = [0, 0, u_{m1}]$.

Следовательно, матрица $W(p)$ остается диагональю и при $p \neq 0$, т. е.

$$W(p) = \begin{bmatrix} W_{11}(p) & 0 & 0 \\ 0 & W_{22}(p) & 0 \\ 0 & 0 & W_{33}(p) \end{bmatrix},$$

где, например,

$$W_{11}(p) = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\lambda_k u_{k1}^2(\alpha)}{(T_{n2}^2 p^2 + T_{n1} p + 1)\|u\|^2}.$$

При действии двух равных по величине, противоположно направленных сил, учитывая, что $f(\alpha) = f(\beta)$, имеем:

$$u(\alpha) - u(\beta) = \Delta u = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\lambda_n}{(T_{n2}^2 p^2 + T_{n1} p + 1)\|u\|^2} \times$$

$$\times [u_n(\alpha) u_n^{\mathrm{T}}(\alpha) - u_n(\alpha) u_n^{\mathrm{T}}(\beta) + u_n(\beta) u_n^{\mathrm{T}}(\beta) -$$

$$- u_n(\beta) u_n^{\mathrm{T}}(\alpha)] f(\alpha) = W(p) f(\alpha),$$

где $W(p) = \sum\limits_{n=1}^{\infty} \dfrac{\lambda_n \Delta u_n \Delta u_n^{\mathrm{T}}}{(T_{n2}^2 p^2 + T_{n1} p + 1)\|u\|^2}$;

$$\Delta u_n = u_n(\alpha) - u_n(\beta).$$

Матрица $W(p)$ также может быть преобразована к диагональному виду, и следовательно, в данном случае также существуют три главных направления, которые, вообще говоря, не совпадают с главными направлениями матрицы $W(p)$.

Итак, согласно теореме о трех сериях собственных частот и форм колебаний, матрицу податливостей можем привести к диагональному виду (с помощью линейного ортогонального преобразования).

В соответствии со структурной схемой (рис. 4) передаточная функция замкнутой системы находится по формуле

$$W(p) = \frac{Y(p)}{U(p)} = \frac{W_{\mathrm{SYS}}(p) W_{\mathrm{PID}}(p)}{1 + W_{\mathrm{SYS}}(p) W_{\mathrm{PID}}(p)},$$

где $W_{\mathrm{PID}}(p) = \dfrac{T_{12}^2 p^2 + T_{11} p + 1}{k_1}$.

Для приведенных положений манипуляторов соответствующие передаточные функции ПИД-регулятора имеют вид:

$$W_{\mathrm{PID},1}(p) =$$

$$= \frac{4{,}737813323 \cdot 10^{-7} p^2 + 0{,}00008277800861 p + 1}{1{,}309504253 \cdot 10^{-8}};$$

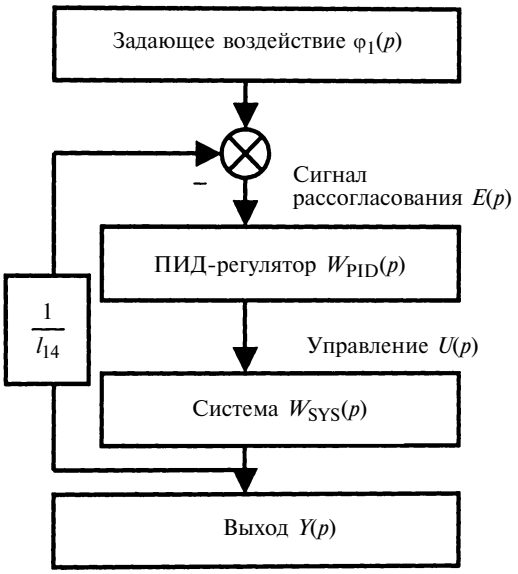


Рис. 4

$$W_{\mathrm{PID},2}(p) = \frac{4{,}737813323 \cdot 10^{-7} p^2 + 0{,}00008277800861 p + 1}{5{,}055804054 \cdot 10^{-9}}.$$

При реализации указанных законов управления возможна внутренняя неустойчивость регулятора, если он построен на аналоговых элементах. Однако применение современных цифровых устройств, работающих в режиме реального времени, позволяет исключить эту неустойчивость.

Численные эксперименты [8] подтверждают теоретические выводы, следующие из теоремы о трех сериях собственных частот и форм колебаний, и показывают, что на заключительном этапе движения в результате применения ПИД-регулятора конечное звено движется как идеальное (безынерционное) звено, что подтверждает высокую эффективность предложенной системы управления. Наличие управляющей вставки позволяет на порядок уменьшить амплитуду колебаний конечного звена при выводе его в заданное положение (см. рис. 3, *а*, *б*). Положение конечного звена при этом можно определять с помощью любого устройства, обеспечивающего необходимую точность.

Выводы

Разработанная методика позволяет:

1) моделировать манипуляторы в виде стержневых систем с распределенными параметрами и проводить динамический расчет;

2) строить переходные процессы для любых точек системы переменной конфигурации при различных условиях нагружения;

3) для заданного фиксированного конечного положения системы находить оптимальное по быстродействию управление;

4) строить управление колебаниями манипулятора на заключительном этапе движения с помощью ПИД-регулятора по каждому из главных направлений отдельно;

5) как показывают численные эксперименты, на порядок уменьшить амплитуду и время переходного процесса при выводе манипулятора в заданное положение.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Boyer F., Khalil W.** Geometric modelling of flexible manipulators with large elastic displacements and rotatons // Robot control, 1997, a proceeding volume IFAC simposium Nantes, France, 3—5 September, 1997. P. 45—52.
2. **Stramigioli S.** Modeling and IPC control of interactive mechanical systems: a coordinate free approach. Springer, 2001. 278 p.
3. **Санкин Ю. Н.** Динамические характеристики вязкоупругих систем с распределенными параметрами. Саратов: Изд-во Саратовского ун-та, 1977. 312 с.
4. **Санкин Ю. Н., Барахов В. М.** Математические модели динамики манипуляторов, как стержневых систем меняющейся конфигурации на заключительном этапе движения // Вестник. Ульяновск: УлГТУ, 2003.
5. **Болтянский В. Г.** Математические методы оптимального управления. М. 1966. 308 с.
6. **Матюхин В. И.** Универсальные законы управления механическими системами. М.: МАКС Пресс, 2001. 252 с.
7. **Санкин Ю. Н.** Теорема о трех сериях собственных частот и форм колебаний. Прикладные задачи механики // Сб. науч. тр. Ульяновск: УлГТУ, 1988. 120 с.
8. **Санкин Ю. Н., Барахов В. М.** Устойчивость манипулятора на заключительном этапе движения при управлении по главным направлениям матрицы передаточных функций // Математические методы и модели в прикладных задачах науки и техники: Труды международной конференции "Континуальные алгебраические логики, исчисления и нейроинформатика в науке и технике — КЛИН-2005" / Под общей ред. Л. И. Волгина. Ульяновск: УлГТУ, 2005. Т. 4. 244 с.

УДК 621.313.001.24

В. И. ЗАГРЯДЦКИЙ, д-р техн. наук, Е. Т. КОБЯКОВ, канд. техн. наук, Ю. С. СТЕПАНОВ, д-р техн. наук, Д. А. НОВИКОВ (Орловский ГТУ)

К определению собственных частот и форм колебаний жесткого двухопорного ротора

Предложена обобщенная методика определения собственных частот и форм колебаний жестких двухопорных роторов, охватывающая все возможные варианты взаимного расположения центра масс ротора и его опор в предположении линейной упругости последних и соблюдении указанных в статье ограничений и допущений.

A generalized procedure of eigen frequencies and fluctuation forms determination of inflexible double-seat rotors at certain restrictions and assumption is suggested. It takes into account all variants of mutual arrangement of rotor centre of gravity and its supports, linear elasticity of the latters is supposed.

Свободные колебания жесткого ротора на податливых опорах представляют практический интерес. Значения собственных частот критических режимов колебаний и определение форм колебаний необходимы для оптимизации параметров ротора при разработке конструкций жестких роторов торцовых электрических машин, при выборе рабочих скоростей вращения роторов технологических машин, шпинделей шлифовальных станков и других механизмов промышленного назначения.

Аналогичные вопросы рассматривались в работе [1] применительно к жесткому ротору на податливых опорах, размещенных на его концах, где были даны лишь указания по составлению уравнения для определения частоты колебаний и не приводились развернутые расчетные выражения для определения собственных частот колебаний. Причем в качестве переменных величин, описывающих движение ротора, использовались координаты его концов. Это обстоятельство, по-видимому, и не позволило решить задачу с достаточной полнотой.

Подобный подход использовался и в работе [2], но анализ свободных колебаний жесткого ротора не проводился. Было получено уравнение для определения крити-

ческих скоростей вращения в случае прямой синхронной прецессии. Другие формы движения не рассматривались.

В монографии [3] решается задача определения свободных колебаний жесткого ротора на упругоподатливых опорах, расположенных на его концах на основании методов теоретической механики [4] при следующих допущениях.

Ротор считается абсолютно жестким и осесимметричным, что можно считать достаточно обоснованным, принимая во внимание форму и реальные соотношения размеров его конструктивных элементов. Этому требованию удовлетворяют роторы торцовых электродвигателей и шлифовальных станков. Предполагается, что опорные узлы роторов изотропные, причем при малых радиальных смещениях опорных шипов ротора зависимости между силами и возникающими перемещениями имеют линейный характер:

$$\left.\begin{aligned} \bar{R}_1 &= -c_1 \bar{r}_1 ; \\ \bar{R}_2 &= -c_2 \bar{r}_2 , \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

где $\bar{R}_1$, $\bar{R}_2$ — реакции опор; c_1, c_2 — статические коэффициенты жесткости; $\bar{r}_1$, $\bar{r}_2$ — радиальные перемещения опорных сечений ротора.

Сделаны следующие допущения:

отсутствие на роторе неуравновешенных масс;

незначительное влияние внешнего трения при определении частот свободных колебаний и критических скоростей вращения, что соответствует принятым в работе [5] допущениям;

продольные перемещения центра масс ротора при анализе поперечных колебаний принимаются пренебрежимо малыми;

угол отклонения оси ротора от исходного положения при его колебаниях также мал (для большинства конструкций).

Перечисленные выше допущения для свободных колебаний жесткого ротора с опорами, размещенными на его концах [3], сохраняются и в случае одноконсольного ротора (рис. 1).

Поскольку деформациями вала, которые по сравнению с перемещениями опорных сечений незначительны в условиях данной задачи, можно пренебречь, то для наглядности совместим центр масс ротора с центром диска. Важно лишь то, что центр масс жесткого ротора расположен по одну сторону от его опор.

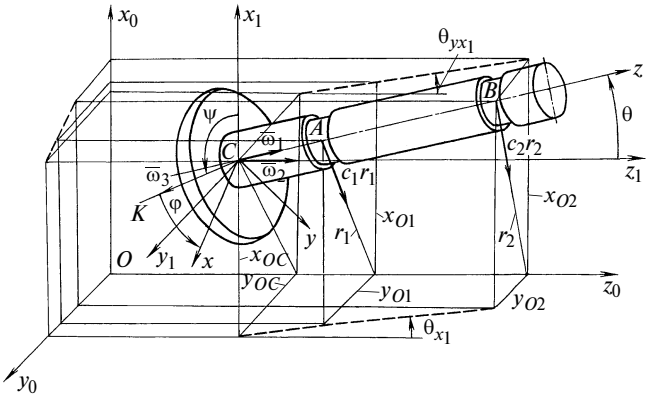


Рис. 1. Расчетная схема жесткого ротора

Положение ротора массой m будем определять относительно неподвижной системы координат $x_0 y_0 z_0$, в которой ось z_0 направлена по оси подшипников, оси x_0 и y_0 с учетом принятого допущения об изотропности опор могут быть выбраны произвольно [3].

На рис. 1 также имеется жестко связанная с ротором система координат xyz, в которой точка пересечения осей совмещена с центром масс C, а осям соответствуют осевые моменты инерции масс ротора: J_x, J_y, J_z, причем $J_x = J_y$.

Расстояния от центра масс C до секущих плоскостей, перпендикулярных к оси ротора и проходящих через центры A и B опор, обозначим соответственно a и b ($a = CA$, $b = CB$). При этом расстояние между этими сечениями $l = b - a$.

Введем связанную с центром масс C поступательно движущуюся систему координат $x_1 y_1 z_1$, центр пересечения осей которой проходит через точку C. Тогда положение ротора относительно этой системы координат вследствие вращательного движения будет определяться углами Эйлера [4]: φ — угол собственного вращения; ψ — угол прецессии, θ — угол нутации. Положение центра C определено координатами x_{OC}, y_{OC}. Координату z_{OC} считаем постоянной в силу принятого допущения об отсутствии осевых перемещений.

В соответствии с теоремой о движении центра масс [4]

$$\left.\begin{aligned} m\ddot{x}_{OC} &= -c_1 x_{O1} - c_2 x_{O2}; \\ m\ddot{y}_{OC} &= -c_1 y_{O1} - c_2 y_{O2}, \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

где x_{O1}, y_{O1} и x_{O2}, y_{O2} — координаты точек A и B, соответственно.

Вращательной составляющей движения ротора вокруг полюса (центра C) соответствуют динамические уравнения Эйлера [4]:

$$\left.\begin{aligned} J_x \dot{\omega}_x + (J_z - J_y)\omega_y \omega_z &= M_x; \\ J_y \dot{\omega}_y + (J_x - J_z)\omega_x \omega_z &= M_y; \\ J_z \dot{\omega}_z + (J_y - J_x)\omega_x \omega_y &= M_z, \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

где ω_x, ω_y, ω_z — проекции вектора угловой скорости $\bar{\omega}$ вращения ротора вокруг полюса на главные центральные оси инерции тела; M_x, M_y, M_z — проекции на эти оси главного вектора — момента внешних сил относительно полюса.

На рис. 1 показаны составляющие угловой скорости — $\bar{\omega}_1$, $\bar{\omega}_2$, $\bar{\omega}_3$: $\bar{\omega}_3$ направлена по линии узлов CK, $\bar{\omega}_1$ и $\bar{\omega}_2$ — по осям Cz и Cz_1 соответственно.

Для получения уравнений вращательной составляющей движения в проекциях на поступательно движущиеся оси системы координат $x_1 y_1 z_1$ воспользуемся

теоремой об изменении главного момента количества движения системы [4]:

$$\left.\begin{aligned} \frac{dK_{x_1}}{dt} &= M_{x_1}; \\ \frac{dK_{y_1}}{dt} &= M_{y_1}; \\ \frac{dK_{z_1}}{dt} &= M_{z_1}, \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

где K_{x_1}, K_{y_1}, K_{z_1} — проекции вектора кинетического момента относительно центра масс C на оси x_1, y_1, z_1 соответственно.

Установим зависимости между K_{x_1}, K_{y_1}, K_{z_1} и проекциями K_x, K_y, K_z вектора кинетического момента на оси x, y, z, являющиеся главными центральными осями ротора [4]:

$$\left.\begin{aligned} K_x &= J_x\omega_x; \\ K_y &= J_y\omega_y; \\ K_z &= J_z\omega_z. \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

Тогда по теореме о проекции суммы векторов

$$\left.\begin{aligned} K_{x_1} &= K_x(\cos\varphi\cos\psi - \sin\varphi\cos\theta\sin\psi) - \\ &- K_y(\sin\varphi\cos\psi + \cos\varphi\cos\theta\sin\psi) + K_z\sin\theta\sin\psi; \\ K_{y_1} &= K_x(\cos\varphi\sin\psi + \sin\varphi\cos\theta\cos\psi) - \\ &- K_y(\sin\varphi\sin\psi - \cos\varphi\cos\theta\cos\psi) - K_z\sin\theta\cos\psi; \\ K_{z_1} &= K_z\sin\varphi\sin\theta + K_y\cos\varphi\sin\theta + K_z\cos\theta. \end{aligned}\right\} \quad (6)$$

Согласно кинематическим уравнениям Эйлера [4]

$$\left.\begin{aligned} \omega_x &= \dot\psi\sin\theta\sin\varphi + \dot\theta\cos\varphi; \\ \omega_y &= \dot\psi\sin\theta\cos\varphi - \dot\theta\sin\varphi; \\ \omega_z &= \dot\varphi + \dot\psi\cos\theta. \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

Рассматривая совместно системы уравнений (5), (6), (7) и приняв во внимание осевую симметрию ротора и незначительную величину угла нутации θ, получаем:

$$\left.\begin{aligned} K_{x_1} &= J_x(\dot\theta\cos\psi - \dot\psi\theta\sin\psi) + J_z\omega_z\theta\sin\psi; \\ K_{y_1} &= J_x(\dot\theta\sin\psi + \dot\psi\theta\cos\psi) - J_z\omega_z\theta\cos\psi; \\ K_{z_1} &= J_z\omega_z. \end{aligned}\right\} \quad (8)$$

При этом из третьего уравнения системы (3) с учетом $M_z = 0$ следует:

$$\omega_z = \dot\varphi + \dot\psi\cos\theta = \text{const}. \quad (9)$$

Введем новые переменные:

$$\theta_{x_1} = \theta\cos\psi; \quad \theta_{y_1} = \theta\sin\psi. \quad (10)$$

Тогда система уравнений (8) примет вид:

$$\left.\begin{aligned} K_{x_1} &= J_x\dot\theta_{x_1} + J_z\omega_z\theta_{y_1}; \\ K_{y_1} &= J_x\dot\theta_{y_1} - J_z\omega_z\theta_{x_1}; \\ K_{z_1} &= J_z\omega_z = \text{const}. \end{aligned}\right\} \quad (11)$$

Моменты внешних сил согласно системе уравнений (4) по расчетной схеме, приведенной на рис. 1,

$$\left.\begin{aligned} M_{x_1} &= c_2 y_{O2} b + c_1 y_{O1} a; \\ M_{y_1} &= -c_2 x_{O2} b - c_1 x_{O1} a, \end{aligned}\right\} \quad (12)$$

где

$$y_{O2} = y_{OC} - b\theta_{x_1}; \quad x_{O2} = x_{OC} + b\theta_{y_1};$$

$$y_{O1} = y_{OC} - a\theta_{x_1}; \quad x_{O1} = x_{OC} + a\theta_{y_1}.$$

Из систем уравнений (2) и (4) с учетом систем (11) и (12) получим систему дифференциальных уравнений движения ротора:

$$\left.\begin{aligned} m\ddot x_{OC} + \quad x_{OC} + r\theta_{y_1} &= 0; \\ m\ddot y_{OC} + \quad y_{OC} - r\theta_{x_1} &= 0; \\ J_x\ddot\theta_{x_1} + J_z\omega_z\dot\theta_{y_1} - ry_{OC} + n\theta_{x_1} &= 0; \\ J_x\ddot\theta_{y_1} - J_z\omega_z\dot\theta_{x_1} + rx_{OC} + n\theta_{y_1} &= 0, \end{aligned}\right\} \quad (13)$$

где $= c_1 + c_2$; $r = c_1 a + c_2 b$; $n = c_2 b^2 + c_1 a^2$.

Решение данной системы будет иметь вид:

$$\left.\begin{aligned} x_{OC} &= A\cos pt; \\ \theta_{x_1} &= C\sin pt; \\ y_{OC} &= B\sin pt; \\ \theta_{y_1} &= D\cos pt. \end{aligned}\right\} \quad (14)$$

Подставив уравнения (14) в систему уравнений (13), получим систему однородных уравнений относительно постоянных A, B, C, D:

$$\begin{Vmatrix} -mp^2 & 0 & 0 & r \\ 0 & -mp^2 & -r & 0 \\ 0 & -r & n - J_x p^2 & -J_z\omega_x p \\ r & 0 & -J_z\omega_z p & n - J_x p^2 \end{Vmatrix} \cdot \begin{Vmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Vmatrix}. \quad (15)$$

Приравнивая определитель системы уравнений (15) к нулю, получим уравнение для определения частот собственных колебаний ротора:

$$\begin{aligned} &(\quad - mp)^2[(n - J_x p^2)^2 - J_z^2\,\omega_z^2 p^2] - \\ &- 2(\quad - mp^2)r^2(n - J_x p^2) + r^4 = 0. \end{aligned} \quad (16)$$

Отсюда

$$(\quad - mp^2)_1 = \frac{r^2}{n - J_x p^2 + J_z \omega_z p}; \qquad (17)$$

$$(\quad - mp^2)_2 = \frac{r^2}{n - J_x p^2 - J_z \omega_z p}. \qquad (18)$$

Покажем, что выражение (17) соответствует прямой прецессии оси ротора вокруг оси подшипников, а выражение (18) — обратной прецессии. Для этого выполним анализ форм колебаний ротора, для чего систему уравнений (15) представим в виде

$$\left\| \begin{matrix} 0 & 0 & r \\ -mp^2 & -r & 0 \\ -r & n - J_x p^2 & -J_z \omega_x p \end{matrix} \right| \cdot \left\| \begin{matrix} B \\ C \\ D \end{matrix} \right\| = \left\| \begin{matrix} -(\quad - mp^2)A \\ 0 \\ 0 \end{matrix} \right\|. \qquad (19)$$

Отсюда

$$D = -\frac{-mp^2}{r^2} A; \qquad (20)$$

$$C = \frac{-mp^2}{r} B; \qquad (21)$$

$$B = \frac{J_z \omega_x p}{\dfrac{r^2}{-mp^2} - (n - J_x p^2)} A. \qquad (22)$$

В первом случае, учитывая выражение (17), из уравнений (20)—(22) имеем:

$$B = A; \quad C = -D. \qquad (23)$$

Во втором случае с учетом выражения (18) получим

$$B = -A; \quad C = D. \qquad (24)$$

Таким образом, движение ротора согласно системе уравнений (14) в первом случае описывается уравнениями

$$\left.\begin{aligned} x_{OC} &= A\cos pt; \\ y_{OC} &= A\sin pt; \\ \theta_{x_1} &= -D\sin pt; \\ \theta_{y_1} &= D\cos pt, \end{aligned}\right\} \qquad (25)$$

во втором случае — уравнениями

$$\left.\begin{aligned} x_{OC} &= A\cos pt; \\ y_{OC} &= -A\sin pt; \\ \theta_{x_1} &= D\sin pt; \\ \theta_{y_1} &= D\cos pt. \end{aligned}\right\} \qquad (26)$$

Отсюда следует, что постоянная A есть начальное отклонение центра масс ротора от оси подшипников z_O при колебаниях, т. е. $A = R_C$ (см. рис. 1), а постоянная D — начальное значение угла нутации, т. е. $D = \theta_0$.

Очевидно, что уравнения системы (26) могут быть получены из уравнений системы (25) заменой знака значения pt, которое представляет собой угол поворота плоскости симметрии ротора относительно плоскости $x_0 z_0$, проходящей через ось z_0 подшипников. Знак величины pt характеризует направление вращения плоскости симметрии ротора, проходящей через его оси z и z_0 неподвижной системы координат $x_0 y_0$.

При положительном значении угла поворота pt, принятом в направлении против хода часовой стрелки (при взгляде со стороны положительного направления оси z_0), имеем прямое обращение наклоненной оси z ротора вокруг оси z_0 подшипников; при отрицательном значении угла pt — обратное обращение, т. е. по ходу часовой стрелки.

Анализ структуры систем (25) и (26) показал, что уравнения (25) характеризуют прямую прецессию оси ротора, а уравнения (26) — обратную, что отвечает уравнениям (17) и (18).

Заметим, что начальное значение угла θ (θ_0) может быть как положительным, так и отрицательным. Будем считать θ_0 положительным, если отклонение оси z относительно оси z_1 таково, что проекция оси z на плоскость $x_1 y_1$, т. е. z', направлена в сторону увеличения смещения R_C (рис. 2, *а*, *в*). В противном случае угол θ_0 считаем отрицательным (рис. 2, *б*, *г*).

Поэтому обратим внимание на то, что вращающийся жесткий ротор с упругими опорными связями может иметь как при прямой, так и при обратной прецессии по две формы колебаний, каждой из которых соответствует своя собственная частота p_i (i — 1; 2; 3; 4).

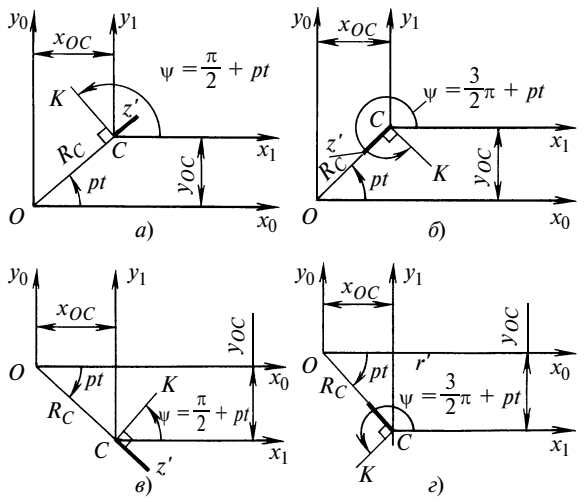


Рис. 2. К анализу форм колебаний жесткого ротора:
а) $A = R_C = B$, $D = \theta_0 = -C$; *б*) $A = R_C = B$, $C = \theta_0 = -D$; *в*) $A = R_C = -B$, $C = \theta_0 = D$; *г*) $A = R_C = -B$, $C = -\theta_0 = D$; CK — линия узлов; Cz' — проекция оси z на плоскость $x_1 y_1$; ψ — угол прецессии

Для определения собственных частот колебаний вернемся к уравнениям (17) и (18), которые соответственно представим в виде:

$$p^4(mJ_x - mJ_z\omega_z/p) + (\quad J_z\omega_z/p - nm - \quad J_x)p^2 + \\ + \quad n - r^2 = 0; \tag{27}$$

$$p^4(mJ_x + mJ_z\omega_z/\mathrm{p}) - (\quad J_z\omega_z/p + nm + \quad J_x)p^2 + \\ n - r^2 = 0. \tag{28}$$

Введем следующие обозначения:

$$\left.\begin{aligned} &l = b - a;\\ &\Omega^2 = \quad /m;\\ &\bar{r}_x = J_x/ml^2;\\ &\eta = c_1c_2/\quad^2 = (c_1/c_2 + c_2/c_1 + 2)^{-1};\\ &\zeta = J_z/J_x. \end{aligned}\right\} \tag{29}$$

Тогда из уравнений (27) и (28), учитывая, что $n - r^2 = c_1c_2l^2$, находим:

$$(p^2/\Omega^2)_{1,2} = \frac{1}{2}\left(1 + \frac{\lambda}{1 - \zeta\omega_z/p}\right) \times \\ \times \left[1 \mp \sqrt{1 - \frac{4\eta/(1 - \zeta\omega_z/p)}{\bar{r}_x[1 + \lambda/(1 - \zeta\omega_z/p)]^2}}\right]; \tag{30}$$

$$(p^2/\Omega^2)_{3,4} = \frac{1}{2}\left(1 + \frac{\lambda}{1 + \zeta\omega_z/p}\right) \times \\ \times \left[1 \mp \sqrt{1 - \frac{4\eta/(1 + \zeta\omega_z/p)}{\bar{r}_x[1 + \lambda/(1 + \zeta\omega_z/p)]^2}}\right], \tag{31}$$

где $\lambda = n/(\Omega^2J_x)$ — безразмерный параметр.

Формула (30) соответствует прямой прецессии оси ротора, а формула (31) — обратной. Они позволяют найти четыре значения частоты p свободных колебаний для каждого значения угловой скорости ω_z вращения ротора. При этом необходимо задавать отношение ω_z/p.

Расчет собственных частот p_i колебания может быть представлен в удобной графической форме. Каждому значению p_i соответствует определенная форма колебаний, которая определяется выражениями (20)—(24). Во всех четырех случаях определенным образом наклоненная ось z ротора совершает вращательное движение вокруг оси z_0 (см. рис. 1) с собственной частотой p_i колебаний, зависящей от угловой скорости ω_z вращения ротора, образуя при этом коническую поверхность.

Возможные формы колебаний жесткого ротора на упругих опорах представлены на рис. 2, где расположение осей дано в проекции на плоскость x_0y_0 при взгляде со стороны положительного направления оси z_0.

Заметим, что в случае невращающегося ротора, т. е. при $\omega_z = 0$, в соответствии с уравнениями (30), (31) имеем только два значения собственных частот колебаний.

Значения критических скоростей вращения ротора легко находим по формулам (30) и (32), полагая, что $\omega_z/p = 1$:

$$(\omega_z^2/\Omega^2)^{\text{кр}}_{1,2} = \frac{1}{2}\left(1 + \frac{\lambda}{1 - \zeta}\right) \times \\ \times \left[1 \mp \sqrt{1 - \frac{4\eta/(1 - \zeta)}{\bar{r}_x[1 + \lambda/(1 - \zeta)]^2}}\right]; \tag{32}$$

$$(\omega_z^2/\Omega^2)^{\text{кр}}_{3,4} = \frac{1}{2}\left(1 + \frac{\lambda}{1 + \zeta}\right) \times \\ \times \left[1 \mp \sqrt{1 - \frac{4\eta/(1 + \zeta)}{\bar{r}_x[1 + \lambda/(1 + \zeta)]^2}}\right]. \tag{33}$$

Формула (32) в развернутой форме совпадает с известной формулой для случая прямой прецессии [2].

Пример определения критических скоростей вращения одноконсольного жесткого ротора. Исходные данные (взяты из работы [3]): $c_1 = 81{,}15 \cdot 10^6$ Н/м; $c_2 = 64{,}75 \cdot 10^6$ Н/м; $l = 42$ мм; $m = 12{,}28$ кг; $J_x = 1289$ кг · см^2; $J_x = 678$ кг · см^2.

Приняв $a = 23$ мм и $b = 65$ мм, находим значения параметров, входящих в уравнения (32) и (33), используя обозначения (29):

$$\Omega^2 = 1{,}188 \cdot 10^7\ \text{с}^{-2}\ (\Omega \approx 3447\ \text{с}^{-1});\ n = 3{,}165 \cdot 10^5\ \text{Н} \cdot \text{м};$$

$$\bar{r}_x = 3{,}130;\ \ \eta = 2{,}468 \cdot 10^{-1};\ \ \zeta = 1{,}901;$$

$$\lambda = 3{,}929 \cdot 10^{-1}.$$

По формулам (32) и (33) находим:

$$(\omega_z^2/\Omega^2)^{\text{кр}}_{1,2} = 2{,}820 \cdot 10^{-1}(1 \mp 1{,}4494);$$

$$(\omega_z^2/\Omega^2)^{\text{кр}}_{3,4} = 5{,}677 \cdot 10^{-1}(1 \mp 9{,}5691 \cdot 10^{-1}).$$

Тогда $\omega^{\text{кр}}_{z,1}$ — не существует; $\omega^{\text{кр}}_{z,2} = 2864{,}6$ с$^{-1}$ ($n_2^{\text{кр}} \cong 27\ 355$ мин$^{-1}$); $\omega^{\text{кр}}_{z,3} = 539{,}1$ с$^{-1}$ ($n_3^{\text{кр}} \cong 5148$ мин$^{-1}$); $\omega^{\text{кр}}_{z,4} \cong 3633$ с$^{-1}$ ($n_4^{\text{кр}} = 34\ 692$ мин$^{-1}$).

Для сравнения найдем собственные частоты колебаний невращающегося ротора, используя уравнение (30) или (31):

$$(p^2/\Omega^2)_{1,2} = 6{,}9645 \cdot 10^{-1}(1 \mp 9{,}15116 \cdot 10^{-1}).$$

Тогда $p_1 \cong 838$ с$^{-1}$; $p_2 \cong 3981$ с$^{-1}$.

Моменты инерции распределенных масс ротора целесообразно определять экспериментально, для чего удобно пользоваться сдвоенным бифилярным подвесом [6]. Положение центра масс ротора также предпочтительно находить опытным путем, поскольку недостаточно точное задание значений параметров a и b, определяющих положение центра масс C относительно опор, может внести заметную погрешность в результаты анализа.

Поэтому изложенная в данной статье методика расчета собственных частот колебаний одноконсольного жесткого ротора, т. е. ротора, у которого центр масс расположен по одну сторону от обоих его подшипников, легко обобщается в случай расположения центра масс C ротора между двумя его подшипниками.

Сопоставление результатов [3] показало, что уравнения (30) и (31), а следовательно, и (32) и (33) остаются справедливыми для недеформируемого двухопорного ротора при любом размещении центра масс C относительно подшипников. Различие состоит лишь в том, что параметр (расстояние между подшипниками) в случае, рассмотренном в работе [3], определяется как сумма параметров a и b, т. е. $l = a + b$, а в данном случае $l = b - a$, что равносильно изменению знака параметра a.

УДК 681.2

Е. А. ДЬЯЧКОВ, Э. И. ЧАПЛЫГИН, доктора технических наук,
В. А. ГОРЮНОВ, С. Г. ТЕЛИЦА, кандидаты технических наук
(ВолгГТУ, г. Волгоград; ВПИ, г. Волжский)

Пути совершенствования измерительных струйных преобразователей физических величин и их эксплуатационных характеристик

Приводятся результаты исследований уже существующих и предложены конструкции новых измерительных струйных преобразователей физических величин.

Research results of the already existed constructions are covered; design of physical magnitudes new stream measuring converters are suggested.

В системах автоматического управления технологическими процессами широко используются различные датчики, которые представляют собой измерительные преобразователи физических величин: температуры, перемещений, амплитуды и высокочастотных механических колебаний, используемые в информационных технологиях.

В управляющих устройствах, построенных на струйных датчиках, носителем информации чаще всего является используемый в преобразователях газ, а управляющим параметром — его давление.

В ВолгГТУ (г. Волгоград) и ВПИ (г. Волжский) проводились работы по созданию новых и совершенствованию уже существующих струйных преобразователей физических величин.

В современных системах автоматического управления технологическими процессами широкое применение получили аэрогидродинамические методы измерения температуры газовой среды. При этом используются различные физические эффекты. В частности, в основе работы термопневмопреобразователей дроссельного типа лежит такое свойство газов, как увеличение вязкости при нагревании. Используемый для этого дроссельный измерительный модуль состоит из приточной камеры, на входе и выходе которой установлены дроссели. В зависимости от того, какой из дросселей нагревается, давление в проточной камере изменяется по-разному: давление увеличивается при нагревании выходного дросселя и уменьшается при нагревании входного дросселя, т. е. температура определяется изменением давления в проточной камере.

К недостаткам дроссельных термопреобразователей можно отнести их низкую чувствительность, которую можно повысить (удвоить) путем использования мостовой схемы подключения измерительных модулей (рис. 1), где одно плечо работает при нагревании выходного дросселя ДР1, а второе — при нагревании входного дросселя ДР2. Измерение температуры осуществляется вследствие перепада давления (Δp) в междроссельных камерах. Мостовая схема обеспечивает максимально возможную чувствительность дроссельных термопневмопреобразователей при измерении температуры, используя получаемый перепад давлений.

Кроме того, специалистами ВолгГТУ и ВПИ был разработан способ увеличения чувствительности термопневмопреобразователей дроссельного типа, основанный на сум-

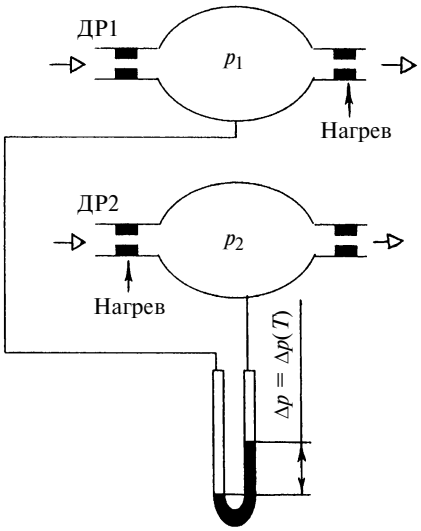


Рис. 1. Мостовая схема подключения модулей дроссельных термопневмопреобразователей

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 33)

Таким образом, полученные формулы учитывают все возможные варианты расположения центра масс жесткого двухопорного ротора относительно его подшипников. Их можно применять и для жестких валов, не несущих присоединенных дисков, т. е. для вращающихся цилиндров, при соблюдении определенных ограничений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тимошенко С. П.** Колебания в инженерном деле. М.: Наука, 1967. 444 с.

2. **Пановко Я. Г.** Основы прикладной теории колебаний и удара. Л.: Машиностроение (Ленинградское отделение), 1976. С. 182—183.

3. **Загрядцкий В. И., Кобяков Е. Т., Степанов Ю. С.** Торцовые асинхронные электродвигатели и совмещенные электромеханические агрегаты. М.: Машиностроение-1, 2003. 287 с.

4. **Тарг С. М.** Краткий курс теоретической механики. М.: Высшая школа, 1986. 416 с.

5. **Вибрация** энергетических машин. Справочное пособие / Под ред. Н. В. Григорьева. Л.: Машиностроение, 1974. 464 с.

6. **Кобяков Е. Т., Квятковский О. И., Шуев И. С.** Экспериментальное определение осевых моментов инерции тел и плоских сечений методом колебаний. Орел: ОФ МИП, 1992. 20 с.

мировании сигналов от нескольких измерительных модулей. Для измерения температуры было предложено использовать не перепад давлений, а изменение расхода газа.

Рассмотрим расход газа в проточной камере, через которую проходят несколько (n) потоков, каждый из которых имеет расход Q_i. Тогда суммарный расход камеры $Q = \sum_{1}^{n} Q_i$.

Очевидно, что суммарный расход камеры увеличивается при увеличении числа подводимых к ней потоков.

Известно, что $Q_i \approx \Delta p_i^{0,5}$, и общее увеличение чувствительности измерительной схемы, состоящей из n параллельно работающих одинаковых измерительных модулей, составит $\sqrt{n}$, если измерение температуры осуществляется путем определения расхода газа.

На первый взгляд, использование при измерении температуры такого показателя, как расход газа, а не его давления, кажется нерациональным, так как при одном модуле наблюдается снижение чувствительности. В то же время для повышения чувствительности может быть использовано произвольное число параллельно работающих модулей. При этом суммирование расходов отдельных модулей не вызывает сложности, а чувствительность может быть повышена в $\sqrt{n}$ раз.

На рис. 2, *а* представлена структурная схема дроссельного термопневмопреобразователя повышенной чувствительности, где имеются n параллельно работающих одинаковых термопневмопреобразователей дроссельного типа с нагревом выходного дросселя. На рис. 2, *б* показаны зависимости изменения частоты колебаний генератора от температуры для различного числа измерительных модулей.

Результаты исследований экспериментального образца термопневмопреобразователя повышенной чувствительности с параллельными измерительными модулями подтвердили возможность повышения чувствительности дроссельных термопневмопреобразователей.

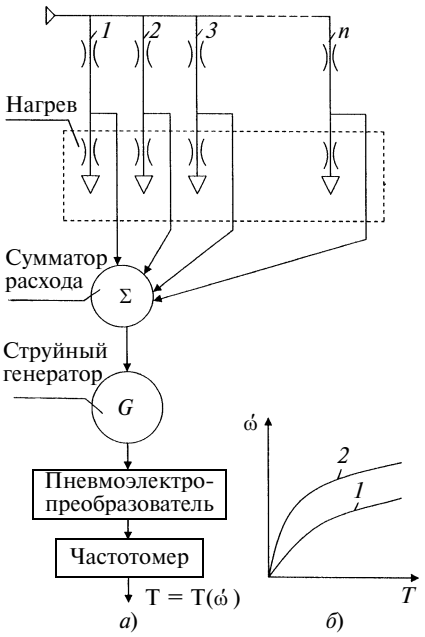


Рис. 2. Структурная схема дроссельного термопневмопреобразователя повышенной чувствительности (*а*) и зависимости изменения частоты ω колебаний генератора от температуры *T* (*б*) для одного (*1*) и трех (*2*) измерительных модулей

Практический интерес представляют струйные термопневмопреобразователи, использующие эффект турбулизации затопленной ламинарной струи. Здесь при измерении температуры используется показатель давления в выходном канале чувствительного элемента (рис. 3), которым является ламинарно-турбулентный преобразователь (его второе название — турбулентный усилитель).

В ходе доводки струйного термопневмопреобразователя оценивали стабильность его эксплуатационных показателей. Установили, что стабильность показателей зависит от температуры окружающей среды, конструктивных параметров датчика, диапазона измеряемого параметра и др. Влияние некоторых факторов однозначно определить не удалось. Анализ показал, что наибольшему нагреву подвергаются составляющие чувствительного элемента, что приводит к изменению параметров ламинарного потока на срезе входного канала, а следовательно, и давления в выходном канале. Кроме того, имеет место изменение диаметра входного канала при различных температурах. Зависимость эта достаточно сложная, и при ее определении необходимо учитывать множество факторов.

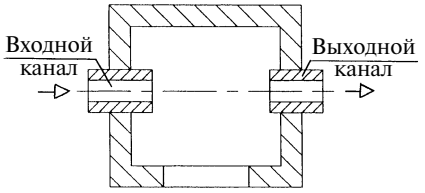


Рис. 3. Устройство турбулентного усилителя

Так как стабилизация работы преобразователя требует тонкой наладки для каждого диапазона измеряемых температур и конкретного преобразователя, было предложено изменить режим измерения, а именно сделать его импульсным, для того чтобы к каждому последующему измерению температура преобразователя успевала стабилизироваться. Тогда время самого измерения будет достаточно малым, а промежуток времени между измерениями — большим. Вследствие этого разница температур газа и стенок чувствительного элемента преобразователя будет всегда одинаковой, что облегчает тарировку преобразователя.

Схема импульсного струйного преобразователя показана на рис. 4. Газ, температура которого измеряется, подается от нагревателя к питающему каналу триггера с раздельными входами. Если триггер находится в рабочем состоянии, газ поступает к чувствительному элементу — турбулентному усилителю преобразователя. Переключение триггера в состояние паузы (газ не поступает к чувствительному элементу преобразователя) осуществляется с помощью реле времени, в состав которого входят генератор колебаний и сдвигающий регистр. Стабилизатор обеспечивает постоянное давление измеряемого газа.

Работает струйный импульсный измеритель температур следующим образом. Генератор вырабатывает пневматические импульсы, поступающие на вход сдвигающего регистра, который обеспечивает последовательное формирование единичных сигналов на выходах в соответствии с частотой генератора. В зависимости от частоты генератора и выбранной коммутации выходов сдвигающего регистра с входами

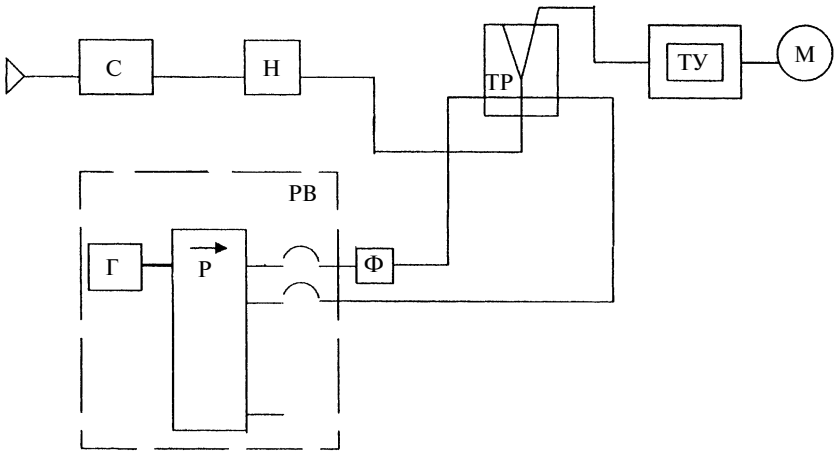


Рис. 4. Схема импульсного струйного термопневмопреобразователя:
С — стабилизатор; Н — нагреватель; ТР — триггер; ТУ — турбулентный усилитель; РВ — реле времени; Г — генератор колебаний; Р — сдвигающий регистр; Ф — формирователь импульсов

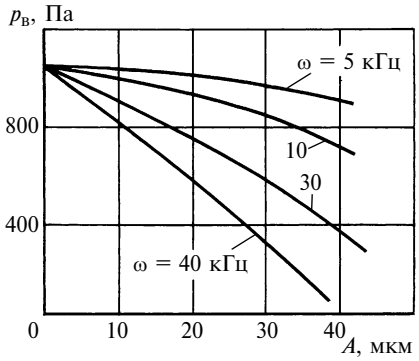


Рис. 5. Зависимости изменения выходного давления струйно-акустического датчика от амплитуды высокочастотных колебаний при разной частоте колебаний

триггера можно получить различные комбинации временны́х интервалов работы преобразователя и его отключенного состояния. Формирователь импульсов обеспечивает подачу кратковременных импульсов на триггер.

Испытания показали, что при диапазоне измеряемых температур 290÷470 К время измерения должно составлять 1,0÷1,5 с, а время между измерениями — 3÷5 с, тогда полностью устраняется дрейф регистрирующих приборов. Также были проведены исследования по разрушению свободной ламинарной струи под действием акустического давления.

Разработан и поставлен на производство новый струйно-акустический датчик амплитуды высокочастотных колебаний (30÷70 кГц), тарировочные испытания которого показали, что при частоте колебаний 30÷40 кГц чувствительность устройства составила 20÷30 Па на 1 мкм. При измерении амплитуды (40÷50 мкм) в частотном интервале 30÷70 кГц погрешность измерительного устройства составила 1 мкм.

На рис. 5 представлены зависимости изменения выходного давления $p_в$ струйно-акустического датчика от амплитуды A колебаний при различных частотах.

Кроме того, были проведены исследования рабочего процесса кольцевого струйного преобразователя линейных перемещений, которые позволили целенаправленно изменить его статические характеристики путем организации принудительного потока внутри центрального канала кольцевого преобразователя с использованием эжекторного элемента.

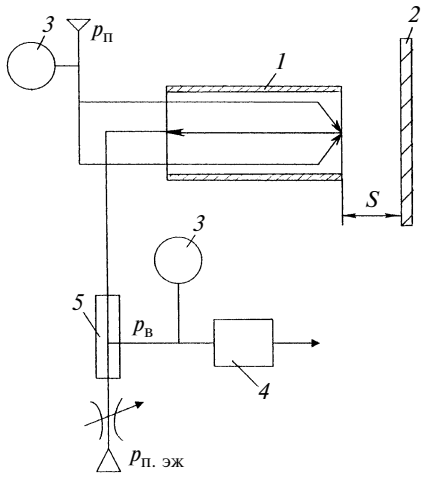


Рис. 6. Схема струйного кольцевого преобразователя линейных перемещений:
1 — кольцевое сопло; *2* — заслонка; *3* — измерители давления; *4* — управляющее устройство; *5* — эжектор; *S* — расстояние от кольцевого сопла до заслонки; $p_п$ — давление питания сопла; $p_в$ — давление выхода; $p_{п.эж}$ — давление питания эжектора

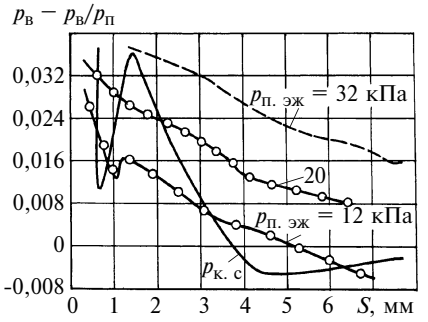


Рис. 7. Рабочие характеристики преобразователя линейных перемещений при различном давлении питания эжектора ($p_{к.с}$ — давление в кольцевом сопле)

На рис. 6 приведена схема струйного кольцевого преобразователя линейных перемещений [$p = p_в(S)$, где S — расстояние от кольцевого сопла до заслонки]. А на рис. 7 приведены рабочие характеристики при различном давлении питания эжектора, анализ которых показал, что данный преобразователь можно использовать для создания линейного преобразователя при достаточно больших значениях зазора S в отличие от обычного линейного преобразователя без эжектора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Повышение** чувствительности термопневмопреобразователей дроссельного типа // Е. А. Дьячков, Э. И. Чаплыгин, В. А. Горюнов, С. Г. Телица // Датчики и системы. 2001. № 3. С. 40—41.
2. **Пат. 2117266 РФ**: Пневматический дроссельный измеритель температур.
3. **Повышение** стабильности струйных термопневмопреобразователей / Е. А. Дьячков, Э. И. Чаплыгин, В. А. Горюнов, В. В. Корзин // Датчики и системы. 2003. № 10. С. 31—33.
4. **Пат 2248541 РФ**: Струйный импульсный датчик температуры.
5. **Разработка** струйных систем автоматического управления / Е. А. Дьячков, Э. И. Чаплыгин, С. Г. Телица и др. // Приборы и системы управления. 1998. № 6. С. 43—46.
6. **Пат. 2036417 РФ**: Струйно-акустический датчик амплитуды механических колебаний.
7. **Пат. 2086915 РФ**: Устройство для измерения линейных перемещений.

УДК 629.113-58

Ан. М. ЗАХАРИК, Ю. М. ЗАХАРИК, кандидаты технических наук
(МАЗ, г. Минск)

Многоструктурный закон управления трансмиссией автотранспортных средств

При управлении трансмиссией на динамику процесса трогания автотранспортного средства (АТС) с места существенное влияние оказывает ряд агрегатов АТС и систем управления ими. Так, протекание процесса трогания с места и нагруженность элементов силового агрегата АТС в значительной мере зависят от характеристик дизеля и его регулятора. Исполнительный механизм системы управления двигателем обеспечивает управление двигателем в процессе трогания АТС с места, поддерживая заданный скоростной режим двигателя и не допуская его остановки. Характеристики указанного исполнительного механизма, определяя точность управления скоростным режимом двигателя, также влияют на динамику процесса трогания АТС с места. Формирование момента сцепления, определяющего интенсивность трогания АТС с места, осуществляется сцеплением. Установлено, что на динамику процесса трогания АТС с места влияют крутильные колебания, частоты которых соизмеримы с собственными частотами продольных колебаний дисков сцепления. Непосредственно управление сцеплением осуществляется его исполнительным механизмом. Структура и параметры исполнительного механизма сцепления определяют точность реализации выбранного закона автоматического управления трансмиссией и влияют на оценочные показатели исследуемого режима. Характер переходного процесса в силовом агрегате при трогании АТС с места зависит также от инерционно-упругих и диссипативных параметров трансмиссии.

Исходя из изложенного выше, при построении расчетной модели функционирования трансмиссии необходимо учитывать совместную работу двигателя, его регулятора (для дизеля) и исполнительного механизма (при его наличии), сцепления и его исполнительного механизма, а также элементов трансмиссии АТС.

Расчетная схема динамической системы всережимного регулятора угловой скорости коленчатого вала двигателя представлена на рис. 1, *а*, где обозначены: $m_р$ — приведенная масса регулятора, органов топливоподающей аппаратуры и элементов, соединенных с муфтой; $C_к$, $C_р$ — приведенные жесткости пружин корректора и регулятора; $\mu_р$ — коэффициент демпфирования регулятора; $F_р$ — сила трения; $z_к$ — перемещение муфты, соответствующее полному ходу штока корректора; $z_р$ — перемещение муфты регулятора; P, E — поддерживающая и восстанавливающая силы.

Динамическая система регулятора угловой скорости коленчатого вала двигателя характеризуется уравнением движения муфты регулятора с соответствующими граничными условиями:

$$\ddot{z}_р = [P(\omega_д, z_р) - E(z_и, z_р) + LC_к(z_к - z_р) - \mu_р \dot{z}_р - F_р \operatorname{sign} \dot{z}_р]/m_р.$$

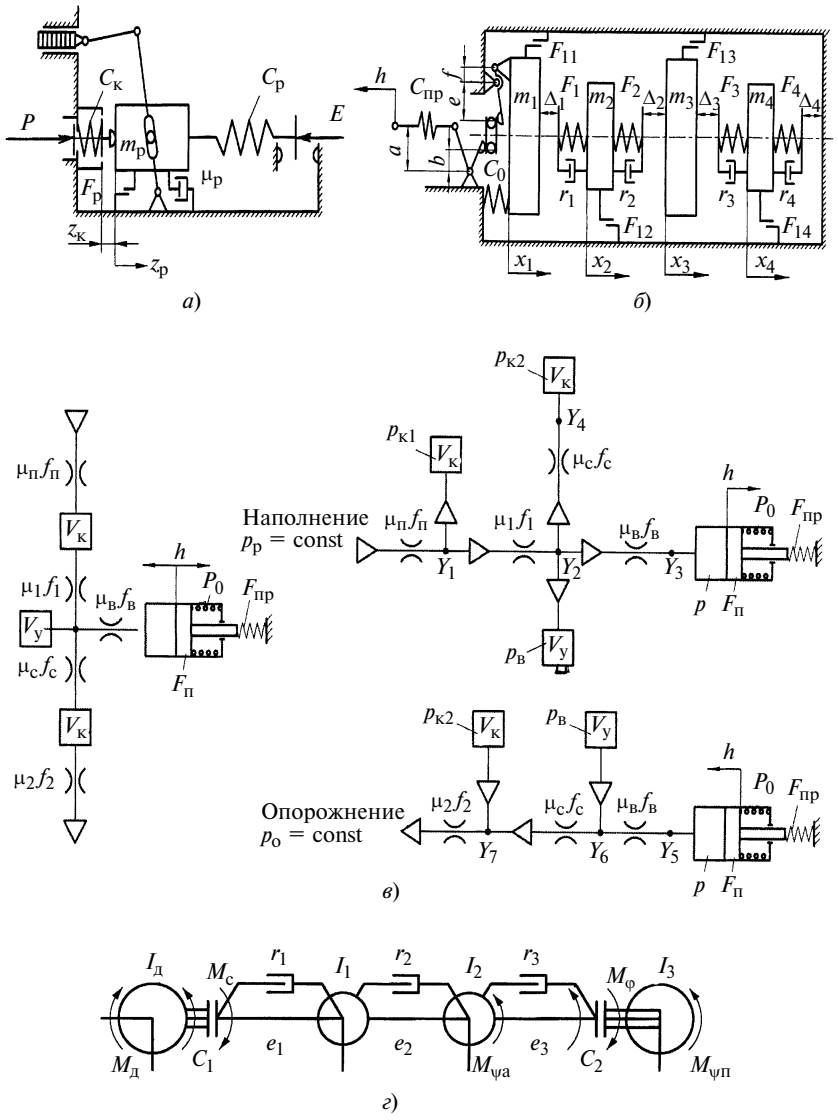


Рис. 1. Расчетные схемы динамических систем регулятора угловой скорости коленчатого вала двигателя (*а*), сцепления (*б*), исполнительных механизмов двигателя и сцепления (*в*), силового агрегата автотранспортного средства (*г*)

Здесь L — функция предикат, определяющая режим работы регулятора:

$$L = \begin{cases} 0, \text{ если } z_{\text{р}\max} \geqslant z_{\text{р}} \geqslant z_{\text{к}}; \\ 1, \text{ если } z_{\text{к}} > z_{\text{р}} \geqslant 0; \end{cases}$$

$P(\omega_{\text{д}}, z_{\text{р}}) = A(z_{\text{р}})\,\omega_{\text{д}}^2\,U_{\text{р}}^2$, где $A(z_{\text{р}})$ — инерционный коэффициент, зависящий от положения муфты; $U_{\text{р}} = \omega_{\text{р}}/\omega_{\text{д}}$ — передаточное число регулятора ($\omega_{\text{р}}$, $\omega_{\text{д}}$ — угловые скорости вала регулятора и коленчатого вала двигателя);

$E(z_{\text{и}}, z_{\text{р}}) = E(z_{\text{и}}) + C_{\text{р}} z_{\text{р}}$, где $E(z_{\text{и}}) = E_0 + b_z z_{\text{и}}(t)$ — сила сжатия пружины регулятора (E_0 — сила предварительного сжатия пружины, определяющая угловую скорость начала действия регулятора; b_z — коэффициент, определяемый жесткостью пружины регулятора; $z_{\text{и}}$ — перемещение штока исполнительного цилиндра).

За нулевое положение обобщенной координаты $z_{\text{р}}$ принимается положение приведенной массы регулятора при полной подаче топлива, а за максимальное положение $z_{\text{р}\max}$ — положение, соответствующее работе двигателя в режиме холостого хода. Значение функции предикат $L = 1$ соответствует работе регулятора на корректорной характеристике, $L = 0$ — на регуляторной.

На расчетной схеме динамической системы сцепления (рис. 1, *б*) приняты следующие обозначения: m_1, m_2, m_3, m_4 — массы соответственно нажимного диска с отжимными рычагами, первого ведомого, промежуточного и второго ведомого дисков; a, b, e, f — длины плеч отжимных рычагов и вилки сцепления; $C_{\text{пр}}$, C_0 — приведенные жесткости механической части исполнительного механизма сцепления и нажимных пружин; $F_{\text{т}i}$, F_i — силы трения в шлицевых соединениях дисков и усилия между поверхностями трения дисков сцепления, $i = 1, ..., 4$ для двухдискового, $i = 1, 2$ для однодискового сцепления; Δ_i — зазоры между поверхностями трения при полностью выключенном сцеплении; x_i — координаты линейного перемещения соответствующих масс; r_i — коэффициенты демпфирования ведомых дисков; h — перемещение поршня исполнительного цилиндра.

Математическое описание процессов, происходящих в сцеплении при его выключении—включении, имеет следующий вид:

$$\ddot{x}_i = [\lambda_1 L_{i-1}(F_{i-1} + r_{i-1}(x_{i-1} - x_i)) - L_i(F_i + r_i(x_i - x_{i+1}\lambda_2)) - F_{\text{т}i}\,\text{sign}\,x_i + (1 - \lambda_1)(C_0(x_{\max} - x_1) - L_{\text{пр}} F_{\text{пр}})]/m_i.$$

Здесь $L_{\text{пр}}$, L_i — функции предикат:

$$L_{\text{пр}} = \begin{cases} 0, \text{ если } y > x_1 U_{\text{пр}}; \\ 1, \text{ если } y \leqslant x_1 U_{\text{пр}}; \end{cases}$$

$$L_i = \begin{cases} 0, \text{ если } (x_i \leqslant \Delta_i) \vee [x_{i+1} \geqslant (x_i - \Delta_i)\lambda_2]; \\ 1, \text{ если } (x_i > \Delta_i) \wedge [x_{i+1} < (x_i - \Delta_i)\lambda_2], \end{cases}$$

где $U_{\text{пр}} = (ae)/(bf)$ — передаточное число элементов сцепления; $F_{\text{пр}} = C_{\text{пр}}(h - U_{\text{пр}} x_1) U_{\text{пр}}$ — усилие, развиваемое исполнительным механизмом на вилке сцепления; $x_{\max}$ — преднатяг нажимных пружин при полностью выключенном сцеплении; λ_1, λ_2 — переключатели: $\lambda_1 = \text{sign}(i - 1)$, $\lambda_2 = \text{sign}(n - 1)$.

Передаваемый сцеплением момент $M_{\text{с}}$ представляет собой результат взаимодействия поверхностей трения фрикционных накладок ведомых дисков с поверхностями ведущих элементов при изменяющемся усилии со стороны нажимного диска: $M_{\text{с}} = R_\mu \mu \sum_{i=1}^{n} F_i$, где R_μ — средний радиус фрикционных накладок с наружным R и внутренним r радиусами: $R_\mu = 2(R^3 - r^3)/[3(R^2 - r^2)]$.

Исходный пневматический контур исполнительного механизма сцепления с проточными и переменной функциональными емкостями преобразован в расчетные схемы с четырьмя емкостными узлами для фазы наполнения и тремя емкостными узлами для фазы опорожнения (рис. 1, *в*). Здесь приняты следующие обозначения: h, $F_{\text{п}}$ — перемещение и площадь поршня исполнительного цилиндра сцепления; $\mu_1 f_1$, $\mu_2 f_2$, $\mu_{\text{п}} f_{\text{п}}$, $\mu_{\text{с}} f_{\text{с}}$, $\mu_{\text{в}} f_{\text{в}}$ — пропускная способность соответственно клапанов впуска и выпуска, питающих и соединительных пневмомагистралей; $V_{\text{к}}$, $V_{\text{у}}$ — емкости клапанов и соединительного узла; $p, p_{\text{к}1}, p_{\text{к}2}, p_{\text{в}}, p_{\text{р}}, p_{\text{а}}$ — давление рабочей среды соответственно в полостях исполнительного цилиндра сцепления, клапанов впуска и выпуска, в узле соединения клапанов и цилиндра, в ресивере АТС, а также атмосферное; Y_i — узлы пневмоцепи, $i = 1, ..., 7$.

Уравнения, описывающие динамику исполнительного механизма сцепления при включении сцепления, получены с помощью гиперболической функции расхода[1] и имеют следующий вид:

$$a_{11} p_{\text{р}} \frac{p_{\text{р}} - p_{\text{к}1}}{B p_{\text{р}} - p_{\text{к}1}} - a_{12} p_{\text{к}1} \frac{p_{\text{к}1} - p_{\text{в}}}{B p_{\text{к}1} - p_{\text{в}}} - p_{\text{к}1} = 0;$$

$$a_{21} p_{\text{к}1} \frac{p_{\text{к}1} - p_{\text{в}}}{B p_{\text{к}1} - p_{\text{в}}} - a_{22} p_{\text{в}} \frac{p_{\text{в}} - p}{B p_{\text{в}} - p} - a_{23} p_{\text{в}} \frac{p_{\text{в}} - p_{\text{к}2}}{B p_{\text{в}} - p_{\text{к}2}} - \dot{p}_{\text{в}} = 0;$$

$$a_{31} p_{\text{в}} \frac{p_{\text{в}} - p}{B p_{\text{в}} - p} - \frac{V_0 - F_{\text{п}} h}{k} \dot{p} - F_{\text{пр}} \dot{h} = 0;$$

$$a_{41} p_{\text{в}} \frac{p_{\text{в}} - p_{\text{к}2}}{B p_{\text{в}} - p_{\text{к}2}} - \dot{p}_{\text{к}2} = 0,$$

где B — коэффициент аппроксимации газодинамической функции расхода; V_0 — начальный объем рабочей полости исполнительного цилиндра.

Постоянные коэффициенты рассмотренных уравнений определяются следующим образом:

$$a_{11} = \frac{\mu_{\text{п}} f_{\text{п}} V_{\text{кр}} A k}{V_{\text{к}}};$$

$$a_{12} = \frac{\mu_1 \pi d_{\text{с}} h_1 V_{\text{кр}} A k}{V_{\text{к}}};$$

$$a_{21} = a_{12} V_{\text{к}}/V_{\text{у}}; \quad a_{22} = \mu_{\text{в}} f_{\text{в}} V_{\text{кр}} A k/V_{\text{у}};$$

[1] **Метлюк Н. Ф., Автушко В. П.** Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. М.: Машиностроение, 1980, 232 с.

$$a_{23} = \mu_c f_c V_{кр} A k / V_у; \quad a_{31} = a_{22} V_у / k; \quad a_{41} = a_{23} V_у / V_к,$$

где $k = 1{,}4$ — показатель адиабаты; A — коэффициент аппроксимации газодинамической функции расхода; $V_{кр} = \sqrt{kRT} = 340$ м/с — критическая скорость.

Уравнения, описывающие динамику исполнительного механизма сцепления при включении сцепления, имеют вид:

$$\frac{V_0 - F_п h}{k}\dot{p} + F_п p \dot{h} + b_{11} p \frac{p - p_в}{Bp - p_в} = 0;$$

$$b_{21} p \frac{p - p_в}{Bp - p_в} - b_{22} p_в \frac{p_в - p_{к2}}{Bp_в - p_{к2}} - \dot{p}_в = 0;$$

$$b_{31} p_в \frac{p_в - p_{к2}}{Bp_в - p_{к2}} - b_{32} p_{к2} \frac{p_{к2} - p_а}{Bp_{к2} - p_а} - \dot{p}_{к2} = 0,$$

где $b_{11} = a_{31}$; $b_{21} = a_{22}$; $b_{22} = a_{23}$;
$b_{31} = a_{41}$;
$b_{32} = \mu_2 \pi d_c h_2 V_{кп} A k / V_к$.

Дифференциальное уравнение движения поршня исполнительного цилиндра сцепления имеет вид:

$$\ddot{h} = [p F_п - b_h \dot{h} - C_h h - P_0 - F_{пр} - F_{тр} \operatorname{sign} \dot{h}]/m_п,$$

где C_h, P_0 — жесткость и сила, обусловленная преднатягом отжимной пружины; $F_{тр}$ — сила трения в исполнительном цилиндре сцепления; b_h — коэффициент пропорциональности; $m_п$ — приведенная масса поршня исполнительного цилиндра сцепления.

На рис. 1, *г* показана расчетная схема преобразованной динамической системы силового агрегата АТС, на которой показаны:

1) приведенные моменты инерции: $I_д$ — подвижных деталей двигателя, маховика и ведущей части сцепления; I_1 — ведомой части сцепления, деталей коробки передач, части деталей карданной, главной передачи и заднего ведущего моста; I_2 — оставшейся части деталей трансмиссии и ведущих колес АТС; I_3 — условного маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе АТС и ведомых колес;

2) приведенные податливости: e_1 — дисков сцепления и части первичного вала коробки передач; e_2 — оставшейся части деталей трансмиссии и рессор на кручение; e_3 — шин ведущих колес;

3) приведенные коэффициенты демпфирования: r_1 — демпфера сцепления и шлицевого соединения ступицы дисков сцепления с первичным валом коробки передач; r_2 — валов и соединений оставшейся части трансмиссии и рессор при кручении; r_3 — шин ведущих колес;

4) элементы, расчленяющие динамическую систему: C_1 — механизм сцепления; C_2 — сцепление в контакте шин ведущих колес с поверхностью дорожного покрытия.

Уравнения движения масс динамической системы силового агрегата АТС имеют вид:

$$\dot{\omega}_д = \{M_д - (M_1 + M_{r1})0{,}5[1 + \operatorname{sign}(M_c - |M_1 + M_{r1}|)]L_1 - M_c \operatorname{sign}(\omega_д - \omega_1)0{,}5[1 - \operatorname{sign}(M_c - |M_1 + M_{r1}|)]|L_1 - 1|\}/I_д;$$

$$\dot{M}_1 = (\omega_д - \omega_1)\, e_1^{-1}\, 0{,}5[1 + \operatorname{sign}(M_c - |M_1 + M_{r1}|)]L_1;$$

$$M_{r1} = (\omega_д - \omega_1) r_1\, 0{,}5[1 + \operatorname{sign}(M_c - |M_1 + M_{r1}|)]L_1;$$

$$\dot{\omega}_1 = \{(M_1 + M_{r1})0{,}5[1 + \operatorname{sign}(M_c - |M_1 + M_{r1}|)]L_1 + M_c \operatorname{sign}(\omega_д - \omega_1)0{,}5[1 - \operatorname{sign}(M_c - |M_1 + M_{r1}|)]|L_1 - 1| - (M_2 + M_{r2})\}/I_1;$$

$$\dot{M}_2 = (\omega_1 - L_2\omega_2)\, e_2^{-1};$$

$$M_{r2} = (\omega_1 - L_2\omega_2) r_2;$$

$$\dot{\omega}_2 = L_2\{(M_2 + M_{r2}) - (M_3 + M_{r3}) \times 0{,}5[1 + \operatorname{sign}(M_\varphi - |M_3 + M_{r3}|)] - M_\varphi \operatorname{sign}(\omega_2 - \omega_3)0{,}5[1 - \operatorname{sign}(M_\varphi - |M_3 + M_{r3}|)] - M_{\psi а} \operatorname{sign}\omega_2\}/I_2;$$

$$\dot{M}_3 = (\omega_2 - L_3\omega_3)\, e_3^{-1}\, 0{,}5[1 + \operatorname{sign}(M_\varphi - |M_3 + M_{r3}|)];$$

$$M_{r3} = (\omega_2 - L_3\omega_3) r_3\, 0{,}5[1 + \operatorname{sign}(M_\varphi - |M_3 + M_{r3}|)];$$

$$\dot{\omega}_3 = L_3\{(M_3 + M_{r3})0{,}5[1 + \operatorname{sign}(M_\varphi - |M_3 + M_{r3}|)] + M_\varphi \operatorname{sign}(\omega_2 - \omega_3)0{,}5[1 - \operatorname{sign}(M_\varphi - |M_3 + M_{r3}|)] - M_{\psi п} \operatorname{sign}\omega_3\}/I_3;$$

где

$$L_1 = \begin{cases} 0 \text{ при } \omega_д = \omega_1; \\ 1 \text{ при } \omega_д \neq \omega_1; \end{cases}$$

$$L_2 = \begin{cases} 0 \text{ при } M_{\psi а} > M_2 + M_{r2}; \\ 1 \text{ при } M_{\psi а} \leqslant M_2 + M_{r2}; \end{cases}$$

$$L_1 = \begin{cases} 0 \text{ при } M_{\psi п} > M_3 + M_{r3}; \\ 1 \text{ при } M_{\psi п} \leqslant M_3 + M_{r3}; \end{cases}$$

ω_i — угловая скорость массы с моментом инерции I_i ($i = 1, ..., 3$); M_i, M_{ri} — соответственно, упругий и демпфирующий моменты в звене с податливостью e_i; $M_{\psi а}$, $M_{\psi п}$, M_φ, $M_д$ — соответственно приведенные к первичному валу коробки передач моменты суммарного дорожного сопротивления движению автомобиля и прицепа, сцепления шин ведущих колес автомобиля с поверхностью дорожного покрытия, двигателя; L_j — функция предикат ($j = 1, ..., 3$).

Создание интегральной системы на основе традиционных методов приводит к необходимости разработки математического описания отдельно для каждого варианта системы с учетом различия по составу, структуре и типам элементов. Такой подход приводит к недопустимо большим затратам машинного времени и вытекающему отсюда снижению оперативности имитационного моделирования. Построение интегральной системы по модульному принципу, предполагающему использование набора моделей типовых элементов рассматриваемого класса систем, входные и выходные параметры которых согласованы, по сравнению с традиционными методами имеет следующие преимущества.

Положенный в основу построения структуры интегральной системы принцип модульности придает унифицированный характер вычислительной модели, в результате увеличивается диапазон решения различного рода задач. Принцип модульного моделирования позволяет снизить трудоемкость и сократить время создания и отладки имитационной модели, обеспечить сравнимость и повысить достоверность результатов расчета, создает предпосылки для автоматизации процесса моделирования. Выделив из интегральной системы функциональный модуль, подав на его вход типичное воздействие, по характеру изменения выходных параметров модуля и степени приближения их к результатам, полученным экспериментальным путем, можно оценить адекватность того или иного функционального модуля. При этом неизбежные уточнения и дополнения отдельного блока в процессе отладки не влекут за собой перестройки и изменений в

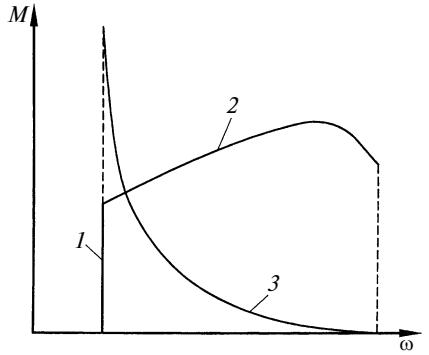


Рис. 2. Многоструктурный закон управления трансмиссией

других модулях, входящих в интегральную систему.

На основе разработанной математической модели и с точки зрения минимизации оценочных показателей (первой производной продольного ускорения АТС, коэффициента динамических нагрузок, работы буксования) выбран многоструктурный закон управления трансмиссией (рис. 2). Участок *1* закона управления характеризуется разгоном АТС при постоянной минимальной угловой скорости коленчатого вала двигателя, когда работа буксования сведена к минимуму. Здесь темп трогания АТС с места зависит от угла поворота педали управления двигателем. В отличие от штатного разгона на участке *1* трогание АТС с места может осуществляться в условиях преодоления приведенного момента сопротивления, близкого к максимальному моменту двигателя — участок *2* внешней характеристики двигателя. Разгон АТС в экстремальных условиях, когда необходимо максимально использовать кинетическую энергию вращающихся масс двигателя, обеспечивает участок *3* закона управления. Переход при необходимости от одного участка закона к другому определяется блоком управления, который на участках *2* и *3* учитывает изменение угловой скорости коленчатого вала двигателя.

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 669.018.95:621.822.5

П. А. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (Сев.-Кав. ГТУ, г. Ставрополь),
А. П. СЕМЕНОВ, д-р техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН),
Х. И. МУРАТОВ, канд. техн. наук (ОАО "Нево-Турбо", г. Санкт-Петербург)

Особенность применения металлофторопластового материала в подшипниках скольжения турбомашин

Показаны особенности применения комбинированного металлофторопластового материала в подшипниках высокооборотных турбомашин. Рассмотрены требования к строению антифрикционного слоя материала. Приведены сведения о технологии изготовления накладок опорных и упорных подшипников.

Combination metalfluoraplastic application features in bearings for the high-speed turbomachines are shown. Requirements for the antifriction layer structure are considered. Data on fabrication method of the journal- and thrust-bearings cover plates are given.

В результате теоретических и экспериментальных исследований с проведением длительных промышленных испытаний подшипников скольжения в опорно-упорных узлах высокооборотных центробежных машин убедительно подтверждена рациональность применения съемных взаимозаменяемых накладок из металлофторопластовой ленты отечественного производства вместо баббитовой заливки на рабочих поверхностях

опорных сегментов и упорных колодок [1—3]. Это проявилось прежде всего в повышении эксплуатационной надежности турбомашин вследствие снижения чувствительности их подшипников к загрязнению масла, повышению температуры, вибрационным нагрузкам, а также в бóльшей вероятности сохранения целостности проточной части при обесточивании агрегатов или прекращении подачи масла.

В настоящее время общая наработка подшипников с металлофторопластовыми накладками в опорах компрессоров и приводных паровых турбин, эксплуатируемых на предприятиях газопереработки, превышает 900 тыс. ч. Повышенный рабочий ресурс таких накладок (80÷100 тыс. ч) позволяет предприятиям избежать больших убытков вследствие исключения простоев технологического оборудования, значительных затрат на ремонт и приобретение запасных частей. Столь положительные эффекты от использования металлофторопластового материала в высокоскоростных гидродинамических опорах получены в результате выполнения ряда требований к конструкции подшипников, строению антифрикционного слоя материала и технологии формообразования из него сменных накладок.

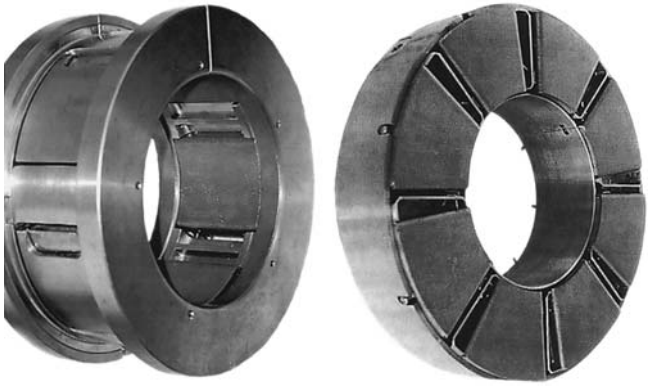
Усовершенствование конструкции подшипников было направлено на обеспечение одинаковых условий маслоснабжения рабочих элементов и эффективного отвода теплоты из зоны трения, снижение виброактивности опорных узлов и выравнивание осевой нагрузки между упорными колодками [4, 5].

На рис. 1, *а*, *б* показан внешний вид опорного и упорного подшипников паровой турбины Siemens мощностью 34 МВт. Конструктивное решение индивидуального подвода масла к каждому сегменту и колодке, установка и сохранение во время работы заданных подшипниковых зазоров позволяют осуществлять направленное распределение масляного потока и формировать гидродинамические и температурные режимы каждого рабочего элемента в процессе пуска, эксплуатации и остановки турбины.

По данным производственных испытаний подшипников с металлофторопластовыми накладками, изготовленными из лент разных производителей, выявлено строение антифрикционного слоя материала, обеспечивающее лучшие условия его прирабатываемости, смазывания и отвода теплоты. Наибольшая работоспособность металлополимерной композиции наблюдается при близком объемном соотношении и сравнительно равномерном распределении в ней металлической и полимерной составляющих [1, 6]. По нашему мнению, такая компоновка приводит к одновременному включению в работу обеих составляющих слоя с самого начала процесса изнашивания и восприятия ими температурных и высокочастотных изменений поля давлений в клиновом зазоре подшипника. Происходящее при этом изменение микрогеометрии поверхности металлофторопластового материала вследствие значительного различия коэффициентов термического расширения и сжимаемости фторопласта-4 и оловянистой бронзы, способствует большему проявлению гидродинамического эффекта [7]. Отсюда следует, что при выборе металлофторопластового материала для подшипников жидкостного трения необходимо иметь полное представление о структуре его рабочего слоя.

В нашем случае для подшипников турбомашин применялся ленточный материал только завода "Автоагрегат" (г. Кинешма), в рабочем слое которого имело место наиболее равномерное распределение полимерной составляющей и бронзы с объемной долей последней в 46 % при толщине поверхностного полимерного слоя до 25 мкм. При такой структуре рабочего слоя износ материала накладок подшипников после окончания периода приработки (T = 20÷25 тыс. ч) практически останавливается (рис. 2).

В настоящее время металлофторопластовые накладки установлены на подшипниковых опорах 22 турбомашин, эксплуатируемых в непрерывных технологических процессах десяти различных производств. Полученные при этом высокие технико-экономические показатели сви-



а) *б*)

Рис. 1. Внешний вид опорного подшипника новой конструкции (*а*) и упорного подшипника с "сухим картером" (*б*) паровой турбины фирмы Siemens

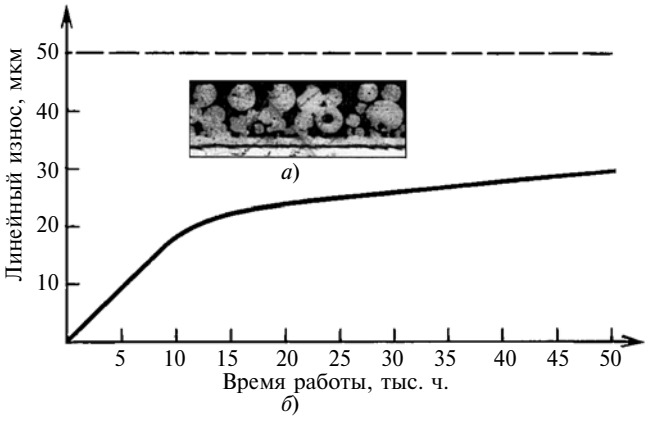


Рис. 2. Структура (*а*) антифрикционного слоя металлофторопластовой ленты завода "Автоагрегат" и кривая его износа (*б*) в накладках опорных подшипников паровой турбины фирмы Siemens:
скорость скольжения — 70 м/с; удельное давление — 0,8 МПа

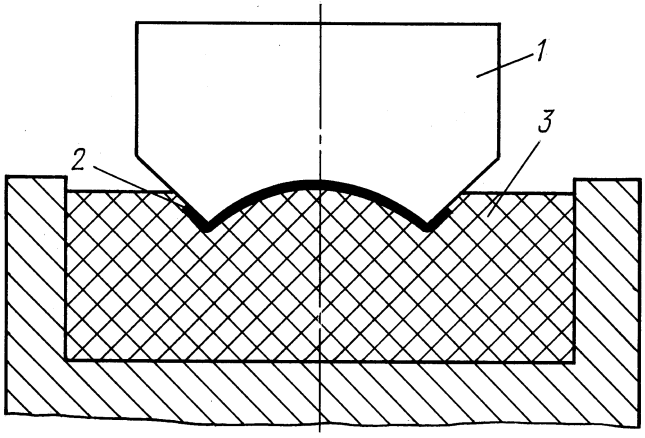


Рис. 3. Схема штамповки металлофторопластовых накладок резиной

детельствуют о перспективности таких подшипников и острой необходимости налаживания производства металлофторопластового материала непосредственно для гидродинамических опор скольжения. Такая задача при существующей технологии изготовления ленточного материала вполне выполнима. Для этого требуется лишь более тщательное рассеивание бронзового порошка и введение дополнительного устройства для его свободной укладки на ленте [1].

Долговечность металлофторопластовых накладок зависит также от того, насколько технология их формообразования обеспечивает полноту прилегания к рабочим элементам подшипников и приспособленность трущейся поверхности накладки к жидкостной смазке. Особенности строения ленточного металлофторопластового материала не позволяют при изготовлении из него накладок подвергать механической обработке поверхность антифрикционного слоя. Поэтому для изготовления накладок был выбран метод штамповки резиной (по схеме вытяжки резиновой матрицей) (рис. 3). Пуансонами служат стальные копии опорного сегмента или упорной колодки подшипников.

Надавливая пуансоном *1* на заготовку *2*, изготовленную из металлофторопластовой ленты, вдавливают ее в резиновую подушку *3*. Под давлением сжатой резины заготовка обтягивает пуансон. При этом изгиб заготовки происходит одновременно с ее растяжением под действием сил трения, возникающих в результате проскальзывания по поверхности заготовки деформирующейся эластичной матрицы. В зависимости от габаритных размеров заготовок и механических свойств материалов ленты и матрицы (в нашем случае применялся полиуретан) усилие гидравлического пресса подбирается таким, чтобы устранить упругое пружинение накладки.

Благодаря последовательности процесса формоизменения и постоянству действующих в очагах деформаций усилий не происходит неравномерного по длине накладки изменения толщины и обеспечивается получение в готовом виде рабочей и тыльной ее поверхностей, не требующих дальнейшей механической обработки. Однако при такой технологической схеме формообразования накладок необходимо применение ленты, тщательно калиброванной по толщине, и затруднено достижение конгруэнции штампованных деталей, когда они изготовляются каждая в отдельности, а не комплектом для подшипника (5÷6 шт.).

Создание у накладок однородного по толщине и шероховатости поверхности полимерного приработочного слоя достигается нанесением в процессе штамповки регулярного рельефа путем вдавливания в этот слой металлической сетки с определенной величиной ячейки. Для получения конгруэнтных накладок необходимо разрабатывать универсальные штампы с применением упругодеформируемых матриц, так как унификация размеров рабочих элементов подшипников турбомашин отсутствует.

Таким образом, определены основные меры, выполнение которых гарантирует высокую работоспособность металлофторопластового материала в гидродинамических опорах. Эти меры включают:

применение подшипников с направленным маслоснабжением трущихся поверхностей рабочих элементов с установкой и фиксацией заданных зазоров;

выбор для сменных накладок подшипников металлофторопластовой ленты, наиболее приспособленной по структуре антифрикционного слоя к условиям жидкостной смазки;

изготовление металлофторопластовых накладок штамповкой эластичной средой с одновременным выравниванием полимерной поверхности и увеличением ее маслоемкости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Воронцов П. А., Семенов А. П.** Металлофторопластовый материал для гидродинамических опор скольжения // Вестник машиностроения. 1996. № 10. С. 9—11.

2. **Воронцов П. А., Семенов А. П., Муратов Х. И.** Работоспособность металлофторопластового материала в подшипниках скольжения высокооборотных турбокомпрессоров // Трение и износ. 1998. Т. 19. № 6. С. 779—782.

3. **Результаты** опытно-промышленной эксплуатации металлофторопластовых подшипников скольжения с "сухим картером" в области газотурбокомпрессоростроения / П. А. Воронцов, Х. И. Муратов, С. Х. Муратов, В. П. Синенко // Тр. XI междунар. симпозиума "Потребители — производители компрессоров и компрессорного оборудования – 2005". Санкт-Петербург: ГТУ, 2005. С. 121—132.

4. **Муратов Х. И., Воронцов П. А.** Высокоскоростной опорный подшипник с металлофторопластовыми антифрикционными элементами // Химическое и нефтяное машиностроение. 1995. № 11. С. 90, 91.

5. **Муратов Х. И., Воронцов П. А.** Упорный подшипник для высокооборотных турбомашин // Химическое и нефтяное машиностроение. 1995. № 11. С. 92—94.

6. **Воронцов П.А., Семенов А. П., Муратов Х. И.** О характере и динамике изнашивания металлофторопластового материала в гидродинамических опорах скольжения // Вестник машиностроения. 2003. № 10. С. 40—42.

7. **Воронцов П. А., Семенов А. П., Горкуша А. Е.** Особенности образования слоя гидродинамической смазки в подшипниках из металлофторопластовой ленты // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1996. № 2. С. 33—37.

УДК 621.9.002.51

Б. М. БАЗРОВ, д-р техн. наук, А. Б. ДЕМИН (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН)

Определение технологических возможностей станка

Знание потенциала технологических возможностей станочного парка предприятия позволяет обоснованно формировать производственную программу на календарный период, определять возможности выполнения отдельных заказов на выпуск продукции.

Традиционно возможности производства оцениваются через производственную мощность, под которой понимается максимально возможный годовой выпуск продукции в номенклатуре и количественных соотношениях ее видов при установленном режиме работы, действующих технологических процессах и наиболее совершенной организации труда. Однако это не означает, что предприятие не способно выпускать другую номенклатуру изделий и в других объемах, но чтобы убедиться в этом, необходимо знать технологические возможности оборудования.

Таким образом, принципиальное различие между производственной мощностью и технологическими возможностями станочного парка предприятия состоит в том, что в первом случае речь идет об оценке возможности осуществить максимально возможный выпуск продукции заданной номенклатуры в заданный календарный промежуток времени, причем изделия рассматриваются как объекты эксплуатации (например, шпиндели, оси, цанги, поршни, зубчатые колеса, корпусы редукторов и т. п.), а во втором случае рассматриваются потенциальные возможности изготовления изделий определенной номенклатуры конструкций, причем объекты производства обезличены относительно их назначения, т. е. изделия рассматриваются как конструкции (например, тела вращения, детали коробчатого типа, плоские детали) с определенными диапазонами значений их технических характеристик. Отсюда под потенциалом технологических возможностей станочного парка предприятия следует понимать возможность выпуска деталей некоторой номенклатуры конструкций в определенных объемах [1]. В связи с этим необходимо разработать методику определения технологического потенциала станочного оборудования.

Рассмотрим возможность решения этой задачи с использованием существующих методик определения производственных мощностей, в основе которых лежит разработка технологических процессов: в первом случае — технологического процесса каждой детали, а во втором — деталей-представителей.

Обе методики имеют существенные недостатки.

Во-первых, в обоих случаях необходима разработка технологических процессов, что при широкой номенклатуре выпускаемых изделий требует больших трудозатрат и времени. Это не позволяет в сжатые сроки определять возможность и эффективность выполнения отдельного заказа или производственной программы.

Во-вторых, существующие методики не дают однозначного ответа и отличаются недостаточной точностью расчетов, так как даже при известной производственной программе разрабатываемые технологические процессы отличаются многовариантностью, что приводит к неоднозначному ответу. При широкой номенклатуре выпускаемых изделий стремление снизить объемы работ по разработке технологических процессов за счет того, что расчеты производственной мощности ведутся не по конкретным изделиям, а по изделиям-представителям, а это приводит к ошибкам в расчетах.

В-третьих, данные методики не позволяют получить ответ на вопрос, какое разнообразие конструкций деталей можно изготовить при имеющемся станочном парке.

Таким образом, уже известные методики не позволяют определять потенциал технологических возможностей оборудования, отличаются недостаточной точностью и требуют разработок технологических процессов, что связано с большими трудозатратами. Поэтому очевидна актуальность разработки методологии определения потенциала технологических возможностей станочного оборудования.

Технологические возможности станочного парка определяются как совокупность технологических возможностей всех станков, следовательно, задача сводится прежде всего к установлению технологических возможностей каждого станка. Однако до сих пор нет определения самого понятия "технологические возможности станка". В паспортах и рекламных проспектах фигурирует такое понятие, как "назначение станка", которое тоже строго не определено и поэтому представляется в произвольной форме и для каждого станка по-разному.

Например, из описания станка 16А20Ф3: "...предназначен для токарной обработки в один или несколько

проходов в замкнутом полуавтоматическом цикле наружных и внутренних поверхностей деталей типа тел вращения. Область применения станка: мелкосерийное и серийное производство". Данная формулировка не дает прямых ответов на вопросы: какие конструкции, составленные из перечисленных поверхностей, можно изготовить на этом станке; с каким расположением относительно оси шпинделя можно изготовлять перечисленные поверхности; с какой точностью относительного расположения можно изготовлять эти поверхности; какова трудоемкость их изготовления.

Определение технологических возможностей станка должно начинаться с установления предмета производства. Традиционно под предметом производства на станке понимают или перечень поверхностей, которые можно изготовить, или всю деталь. Если строго подходить к определению этого понятия, то для станка предметом производства является не деталь, а совокупность поверхностей (СП), получающихся в результате обработки на операции. СП может состоять из одной поверхности или всех поверхностей детали в зависимости от того, как построен технологический процесс.

Если в качестве предмета производства на рабочем месте принять только поверхность, то не будут учтены такие факторы, влияющие на содержание технологического процесса, как расположение поверхностей, их взаимосвязи, точность расположения поверхностей. В итоге может оказаться, что не все детали, имеющие одинаковый перечень поверхностей, но разное их расположение, могут быть изготовлены на станках, предназначенных для изготовления этих поверхностей. Таким образом, перечня изготовляемых поверхностей недостаточно для оценки технологических возможностей станка.

С другой стороны, при принятии СП в качестве предмета производства возникает неопределенность в установлении их перечня из-за большого множества вариантов сочетаний этих поверхностей как по составу, так и по их расположению, размерным и качественным параметрам. При этом многие значимые показатели в паспорте станка могут отсутствовать, например, может не быть информации о том, какие конструкции СП могут быть изготовлены, какая точность расположения поверхностей может быть достигнута и др. Кроме того, может отсутствовать информация о технологии и трудоемкости изготовления поверхностей, например может быть известна СП, но неизвестно, как и сколько поверхностей можно изготовить за определенный промежуток времени. Следовательно, в первую очередь при установлении технологических возможностей станка необходимо определять не поверхности, которые можно изготовить на данном станке, а перечень конструкций поверхностей (КП).

Если при установлении КП пойти по пути определения возможных вариантов, то их окажется большое множество, поскольку оно определяется не только числом сочетаний, но и расположением поверхностей. Для решения поставленной задачи предлагается в качестве конструкции поверхности принять модуль поверхности (МП), построенный по функциональному признаку. Тогда любую деталь можно представить как совокупность функциональных модулей различных поверхностей [2].

Таким образом, технологические возможности станка будут определяться перечнем МП, их расположением, габаритными размерами, точностью изготовления, шероховатостью поверхностей, точностью расположения МП. Кроме того, при определении технологических возможностей станка следует учитывать модули технологического процесса обработки (МТО), трудоемкость изготовления МП, материал детали.

Методика определения технологических возможностей станков основывается на установлении их технических характеристик (которые обусловливают получение определенных МП) путем установления связей с характеристиками МП.

Техническая характеристика станка 16А20Ф3

Максимальный диаметр обрабатываемой детали, мм:	
над станиной	320
над суппортом	200
Максимальная длина обрабатываемой детали, мм:	
при шестипозиционной головке	900
при восьмипозиционной головке	750
при двенадцатипозиционной головке	850
Диаметр цилиндрического отверстия в шпинделе, мм	55
Частота вращения шпинделя, мин$^{-1}$	20÷2500
Наибольший ход суппортов, мм:	
поперечный	210
продольный	905
Шаг нарезаемой резьбы, мм	0,25÷40
Мощность электродвигателя, кВт	11

МП характеризуется:

1) конструкцией, определяемой составом поверхностей, их расположением и размерами;

2) расположением на станке относительно рабочих органов;

3) точностью и шероховатостью поверхностей;

4) точностью расположения.

Перечень показателей точности зависит от формы поверхности (табл. 1).

Таблица 1

Поверхность	Точность размеров	Точность форм	Шероховатость поверхности
Цилиндрическая	Диаметров, линейных	Круглость, прямолинейность образующей	Цилиндра
Коническая	Угла конуса, диаметров	Круглость, прямолинейность образующей	Конуса
Резьбовая	Профиля резьбы, среднего диаметра резьбы, шага резьбы, высоты профиля резьбы	Профиль резьбы	Профиля резьбы
Плоская	Длины, ширины, высоты	Прямолинейность	Плоскости

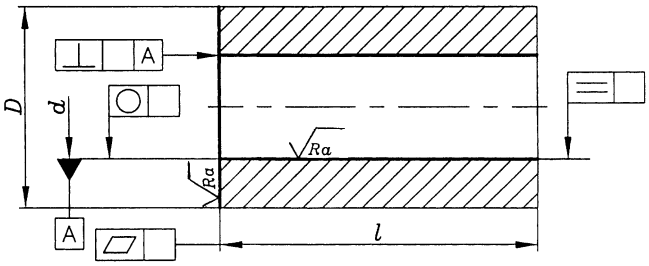


Рис. 1. Модуль поверхностей Б311

В техническую характеристику станка, определяющую изготовляемые на нем МП, входят: метод обработки; кинематика рабочих органов; конструкция; точность; габаритные размеры рабочей зоны; рабочий ход; скорость вращения; подача; мощность.

Метод обработки определяет обрабатывающий инструмент и кинематику инструмента и заготовки. Для того чтобы определить, какие МП можно изготовить на данном станке, необходимо знать схему формообразующих движений (СФД) станка. Формообразующие относительные движения заготовки и инструмента обеспечиваются простейшими движениями рабочих органов: поступательными и вращательными, осуществляемыми в системе координат станка.

Как установить связи между характеристиками МП и станка, рассмотрим на примере токарного станка 16А20Ф3 при изготовлении поверхностей модуля Б311 (рис. 1). На данном станке в соответствии с его СФД, содержащей одно вращательное и два поступательных движений, с использованием резца, сверла можно изготовить детали с поверхностями, перечисленными в табл. 2. Таким образом, на станке могут изготовляться только МП с поверхностями, входящими в приведенный перечень.

Другим определяющим фактором является расположение МП относительно рабочих органов станка. По этому критерию на станке 16А20Ф3 можно изготовлять только МП, у которых торец расположен перпендикулярно к оси вращения шпинделя, а поверхности вращения соосны с осью шпинделя.

Таблица 2

Элементарная поверхность	Обозначение
1. Плоская внутренняя поверхность	ПВ
2. Плоская наружная поверхность	ПН
3. Цилиндрическая внутренняя поверхность	ЦВ
4. Цилиндрическая наружная поверхность	ЦН
5. Коническая внутренняя поверхность	КВ
6. Коническая наружная поверхность	КН
7. Резьбовая цилиндрическая внутренняя поверхность	РВ
8. Резьбовая цилиндрическая наружная поверхность	РН
9. Резьбовая коническая внутренняя поверхность	РКВ
10. Резьбовая коническая наружная поверхность	РКН
11. Криволинейная внутренняя поверхность вращения	КВВ
12. Криволинейная наружная поверхность вращения	КНВ

Следовательно, в соответствии с технической характеристикой станка 16А20Ф3 на нем можно изготовлять МП, приведенные на рис. 2, где выделены поверхности, подверженные обработке.

Максимальные габаритные размеры модуля определяются размерами рабочей зоны станка и диапазонами перемещения рабочих органов станка.

Остановимся на определении габаритных размеров МП. При изготовлении МП Б311 предполагается патронная обработка, поэтому длина рабочей зоны станка в данном случае не является ограничением. Необходимо определить возможные максимальные значения размеров d и D модуля Б311 (см. рис. 1).

Исходя из технической характеристики станка 16А20Ф3, а именно максимальных диаметров детали, обрабатываемой над станиной (320 мм) и под суппортом (200 мм), определили максимальные значения наружного диаметра D МП Б311 при обработке над станиной и над суппортом (соответственно 320 и 200 мм) и внутреннего диаметра d (соответственно 310 и 190 мм).

К параметрам точности МП относятся: точность размеров, форм и расположения поверхностей, а также шероховатость этих поверхностей. Точность расположения поверхностей определяется перпендикулярностью внешнего и внутреннего цилиндров к торцу, а также соосностью оси отверстия МП и оси базовых цилиндрических поверхностей детали. К точности формы поверхностей модуля Б311 относятся: плоскостность торца, цилиндричность отверстия, прямолинейность образующей цилиндрической поверхности и их шероховатость.

К показателям точности станка, непосредственно влияющим на точность обработки детали, относятся:

1) прямолинейность продольного перемещения в горизонтальной и вертикальной плоскостях суппорта относительно оси вращения шпинделя;

2) одновысотность оси вращения шпинделя и пиноли задней бабки;

3) параллельность перемещения задней бабки относительно перемещения суппорта;

4) осевое биение шпинделя;

5) торцевое биение фланца шпинделя;

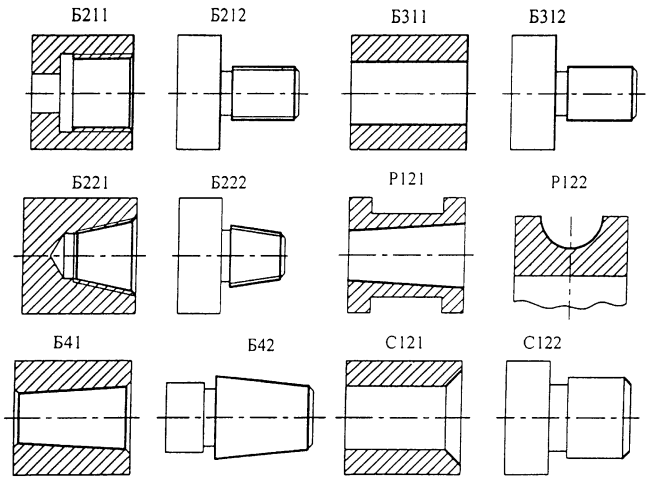


Рис. 2. МП, изготовляемые на станке 16А20Ф3

6) радиальное биение оси внутренней центрирующей поверхности шпинделя у торца и на расстоянии от торца;

7) радиальное биение центрирующей поверхности шпинделя передней бабки под патрон;

8) прямолинейность и параллельность траектории продольного перемещения суппорта относительно оси вращения шпинделя передней бабки в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Установив зависимости между показателями точности станка и показателями точности МП Б311, можно определить точность изготовления МП Б311 на станке 16А20Ф3. Аналогичным образом устанавливаются и другие МП, которые могут быть изготовлены на станке 16А20Ф3.

Трудоемкость изготовления МП определяется с помощью модуля технологической обработки (МТО), который устанавливает перечень и последовательность переходов, режим обработки, включая величины снимаемых припусков, время обработки и необходимую технологическую оснастку. В зависимости от требований точности МП, величины припусков и режимы обработки будут разными. Поэтому МП одной конструкции делятся на группы по размерам и степеням точности. Каждой группе соответствует свой МТО со средними значениями режимов и времени обработки.

Таким образом, технологические возможности станка представляют собой перечень конструкций МП, их параметры и МТО.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Базров Б. М.** Определение технологического потенциала станочного парка // Сб. докл. XI междунар. науч.-техн. конф. "Машиностроение и техносфера XXI века". Севастополь: Т. 1. 2005. С. 27—30.

2. **Базров Б. М.** Модульная технология в машиностроении. М.: Машиностроение, 2001. 368 с.

УДК 509.4.014/.015:621.91.02

Ю. Г. КАБАЛДИН, д-р техн. наук, академик РИА,
М. В. СЕМИБРАТОВА, канд. техн. наук
(Комсомольский-на-Амуре технический университет)

Синергетика наноструктурирования контактных поверхностей твердосплавного инструмента при резании

Показано, что хрупкая прочность твердосплавного инструмента определяется наличием в структуре материала наносистем, формирующихся в связующей фазе на границах зерен в процессе спекания твердых сплавов. Установлено, что в процессе изнашивания инструмента в его контактных слоях происходит наноструктурирование зерен карбидов и образование высокопрочных фаз (ансамблей наночастиц), который следует рассматривать как результат самоорганизации системы трения.

It is shown that cemented-carbide tool brittle strength is determined by the nano-system presence in the structure material. These systems are formed at the binding phase on the grain boundary at hard alloys clinking. It is established that as tooling is wearing there is carbide grain nano-structurization in its contact layers and formation of high-strength phase (nano-particles set). This formation must be considered as a result of friction system self-organization.

Согласно современным воззрениям [1, 2] сопротивляемость инструментальных материалов разрушению и изнашиванию в значительной степени определяется как их исходной структурой, так и динамической, которая формируется в процессе нагружения и вызывает диссипацию подводимой энергии.

Развитие представлений о прочности и механизмах изнашивания режущего инструмента в значительной степени определяется новейшими достижениями в области материаловедения, физики и химии твердых тел. Сложность физико-химических процессов, протекающих на контактных поверхностях инструмента, недоступность зоны резания обусловливают также необходимость адекватного моделирования указанных процессов и разработки методов расчета прочности и износостойкости режущего инструмента.

В последние годы резко вырос интерес к наноматериалам и нанотехнологиям [3, 4]. При переходе к нанометровым размерам материалы меняют свои фундаментальные свойства. Это происходит из-за изменения соотношения поверхностных и объемных атомов индивидуальных частиц. Поверхность самого идеального кристалла может считаться большим двумерным дефектом (поверхностные атомы имеют односторонние связи). В общем случае поверхностные атомы находятся на более близких расстояниях друг от друга, чем атомы в объеме кристаллической решетки, и обладают повышенным запасом энергии. В частицах, размеры которых не относятся к нанометровым, доля поверхностных атомов мала, и их влиянием на общие характеристики вещества можно пренебречь. У наночастиц свойства поверхностных атомов становятся определяющими. Другими словами, наночастицы проявляют квантовые свойства в зависимости от своих размеров, т. е. в определенном материале могут устойчиво существовать наночастицы только определенных размеров (это $\approx$100 мкм).

В настоящее время в качестве инструментальных материалов широко используются твердые сплавы и твердые сплавы с покрытием. Структура твердых сплавов включает тугоплавкие карбиды TiC, WC, TiCN и др. и связующую фазу (связку) — кобальт, сплав "никель—молибден" и др.

Спеченные твердые сплавы — это композиционные инструментальные материалы [1], прочность которых с

точки зрения контактного взаимодействия при резании будет определяться прочностью каждого структурного элемента. Структурными элементами спеченных твердых сплавов являются: связка, зерно, граница "зерно—зерно", граница "зерно—связка". Твердые сплавы можно рассматривать и как дисперсно-упрочненные материалы [5]. Разрушающие напряжения $\sigma_р$ структурных элементов рассчитывались по литературным данным [6] оценки вязкости разрушения — K_{Ic} и по результатам собственных исследований.

Вязкость разрушения для твердого сплава ВК8 K_{Ic} = 11,6 МПа · м$^{1/2}$ и для твердого сплава Т15К6 K_{Ic} = = 7,2 МПа · м$^{1/2}$.

Для определения разрушающих напряжений использовались зависимости [6]:

$$K_{Ic} = \sigma_р \sqrt{\pi l_{кр}}; \qquad (1)$$

$$K_{Ic} = \sigma_р \sqrt{3\pi\lambda}, \qquad (2)$$

где $l_{кр}$ — критическая величина дефекта; λ — толщина слоя связки.

Электронно-микроскопическими исследованиями установлено, что размер зерен карбидной фазы в твердых сплавах изменяется от ≈ 0,5 до 6 мкм, а толщина слоя связки от нескольких ангстрем (нанометров) до ≈ 3 мкм. По формулам (1) и (2) рассчитывали разрушающие напряжения слоя связки при известных параметре K_{Ic} вязкости разрушения твердого сплава [6] и толщине связки.

Расчеты показывают, что с увеличением температуры разрушающие напряжения $\sigma_р$ снижаются (рис. 1). Наибольшей прочностью, как видно из рис. 1, обладают слои связки фаз с минимальной толщиной. С повышением температуры наблюдается тенденция роста $\sigma_р$ с уменьшением толщины λ слоя связки, особенно в мелкозернистых твердых сплавах с низким содержанием (%) связующей фазы.

Для определения разрушающих напряжений на межфазной границе и на границе "зерно—связка" величину K_{Ic} рассчитывали по зависимости, устанавливающей связь между параметром вязкости разрушения и модулем сдвига G [5]:

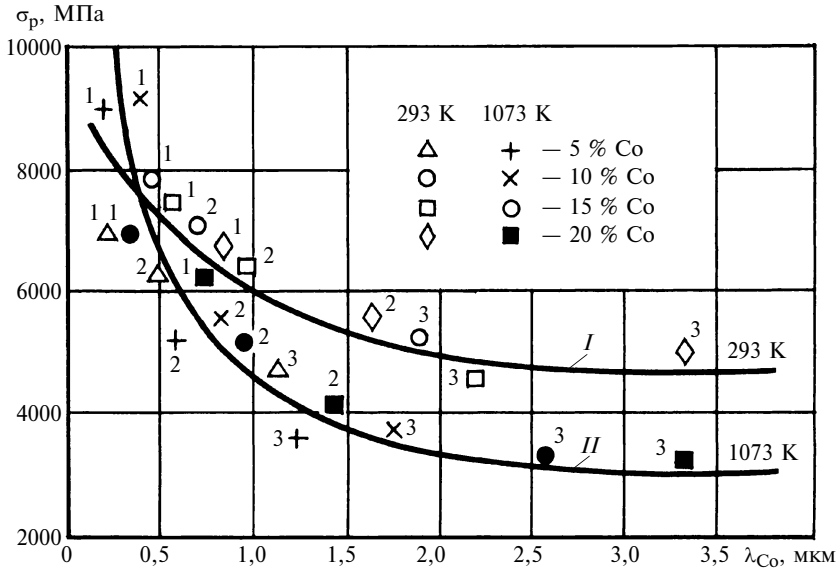


Рис. 1. Зависимости разрушающих напряжений $\sigma_р$ связки Co от ее толщины λ_{Co} и температуры для сплавов ВК8 (*I*) и Т15К6 (*II*):
цифры у точек: λ_{Co} = 2 (*1*), 3,9 (*2*) и 9,3 мкм (*3*)

$$K_{Ic} = 2\sigma_в \sqrt{Gb/\tau_{сдв}}, \qquad (3)$$

где $\sigma_в$ — напряжение у вершины трещины, при котором обеспечивается ее хрупкое распространение ($\sigma_в$ = 730÷1090 Н/мм^2); $\tau_{сдв}$ — сопротивление пластическому сдвигу; b — вектор Бюргерса.

Преобразуем уравнения (1) и (2) с учетом равенства (3) и получим уравнения для определения разрушающих напряжений:

на границе "зерно—зерно"

$$\sigma_{р(з-з)} = \frac{2\sigma_в\sqrt{G_{(з-з)}b\tau_{сдв}}}{\sqrt{\pi l_{кр}}}, \qquad (4)$$

где $G_{з-з}$ — модуль сдвига зерен карбидной фазы;

на границе "зерно—связка"

$$\sigma_{р(з-с)} = \frac{2\sigma_в\sqrt{G_{(з-с)}b\tau_{сдв}}}{\sqrt{\pi l_{кр}}}, \qquad (5)$$

где $G_{(з-с)}$ — модуль сдвига для границы "зерно—связка".

Результаты расчетов разрушающих напряжений приведены в табл. 1 и 2.

На рис. 2 приведена гистограмма результатов расчета разрушающих напряжений $\sigma_р$ структурных элементов.

Таким образом, по результатам расчетов видно, что наиболее слабым структурным элементом в твердом сплаве являются межзеренные границы, а наиболее прочным — связующая фаза.

Приведенные расчеты позволяют утверждать, что хрупкая прочность твердых сплавов в значительной степени определяется прочностью слоев связки, соизмеримых с размерами

Таблица 1

Разрушающие напряжения для структурных элементов твердого сплава ВК8

Структурный элемент	$\sigma_р$, МПа
Связка (λ = 1,5 мкм)	5000
Зерно (2 мкм)	180
Граница "зерно—зерно"	80
Граница "зерно—связка"	100

Таблица 2

Разрушающие напряжения для структурных элементов твердого сплава Т15К6

Структурный элемент	$\sigma_р$, МПа
Связка (λ = 1,5 мкм)	4500
Зерно (2 мкм)	180 для WC 120 для (TiW)C
Граница "зерно—зерно"	52 для WC—WC 46 для WC—(TiW)C
Граница "зерно—связка"	74 для WC—Co 68 для (TiW)C—Co

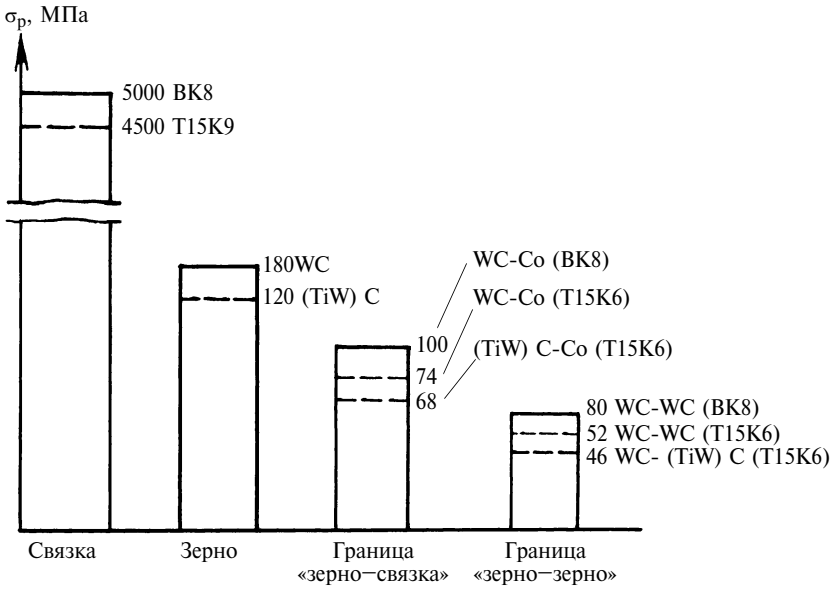


Рис. 2. Гистограмма, иллюстрирующая соотношение прочности структурных элементов твердых сплавов

нанофаз [3, 4]. Следовательно, при спекании твердых сплавов в результате взаимодействия системы "карбид—связка" формируются тончайшие слои связующей фазы — нанофазы (наносистемы) с высокими разрушающими напряжениями $\sigma_р$.

На рис. 3 приведены микрофотографии поверхностей изломов хрупкого разрушения режущей части инструмента из твердых сплавов ВК8 и Т15К6. На рис. 3, *а* видно, что в сплаве ВК8 зерна WC разрушаются сколом и по межзеренному механизму, а связка — по вязкому (виден ямочный рельеф). В твердом сплаве Т15К6 (рис. 3, *б*) преобладает разрушение зерен (TiW)C микросколом, причем скол переходит из зерна в зерно вследствие их срастания в процессе спекания.

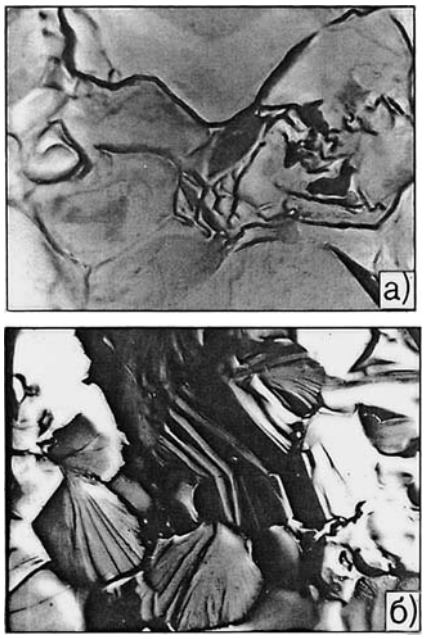


Рис. 3. Микрофотографии поверхности разрушения твердого сплава:
ВК8 (*а*) и Т15К6 (*б*) (×9000)

Следовательно, более высокая хрупкая прочность твердого сплава ВК8 по сравнению со сплавом Т15К6 обусловлена микромеханизмами разрушения этих сплавов. Высокие разрушающие напряжения, прежде всего связующей фазы, способствуют ее вязкому микроразрушению, которое является более энергоемким, т. е. более эффективно диссипирует энергию разрушения, чем скол.

В работах [1, 2] показано, что изнашивание твердых сплавов при низких скоростях сопровождается быстрым разрушением связки, раскалыванием и вырывом зерен карбидной фазы (рис. 4). Это в значительной степени обусловлено неоднородным распределением дислокаций в зернах карбидной фазы. Скопление дислокации (см. рис. 4, *а*) в локальных объемах зерен карбидной фазы вызывает их раскалывание (см. рис. 4, *б*), их выход на поверхность инициирует твердофазное адгезионное взаимодействие с обрабатываемым материалом.

Установлено, что процесс изнашивания твердых сплавов при оптимальной скорости резания $v_{опт}$ сопровождается наноструктурированием микрообъемов зерен карбидной фазы вследствие высоких контактных нагрузок и интенсивной пластической деформации поверхностных слоев инструмента.

При оптимальных скоростях $v_{опт}$ резания зависимости $T—V$ (T — стойкость инструмента) в результате роста температуры и изменения температурно-скоростных условий в целом зерна карбидной фазы фрагментируются, образуется фрагментированная (ячеистая) дислокационная структура (рис. 5, *а*). Размеры фрагментов составляют ≈0,1 мкм. В результате при трении карбидной фазы происходит преимущественное изнашивание зерен (рис. 5, *б*), размер частиц износа совпадает с размером фрагмента. Продукты износа зерен карбидной фазы следует рассматривать как наночастицы, образующие под влиянием высоких температур и давлений в дальнейшем ансамбли наночастиц, которые зале-

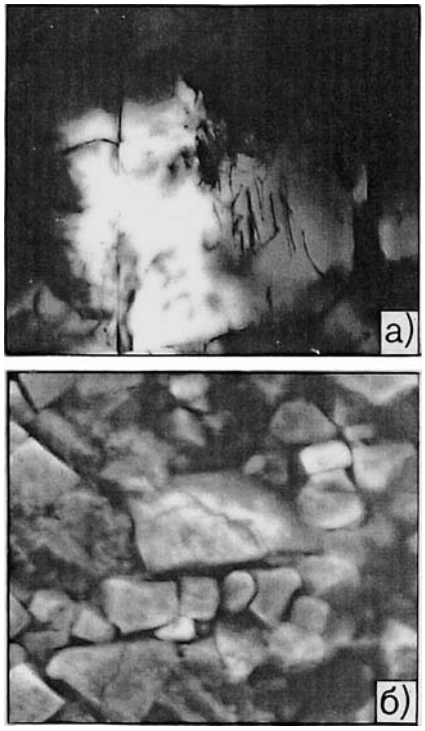


Рис. 4. Микрофотографии:
а — дислокационной структуры твердого сплава ТН-20 (×14 000), v = 15 м/мин; *б* — поверхности изнашивания твердого сплава ТН-20 (×5000), v = 15 м/мин, a = = 0,2 мм

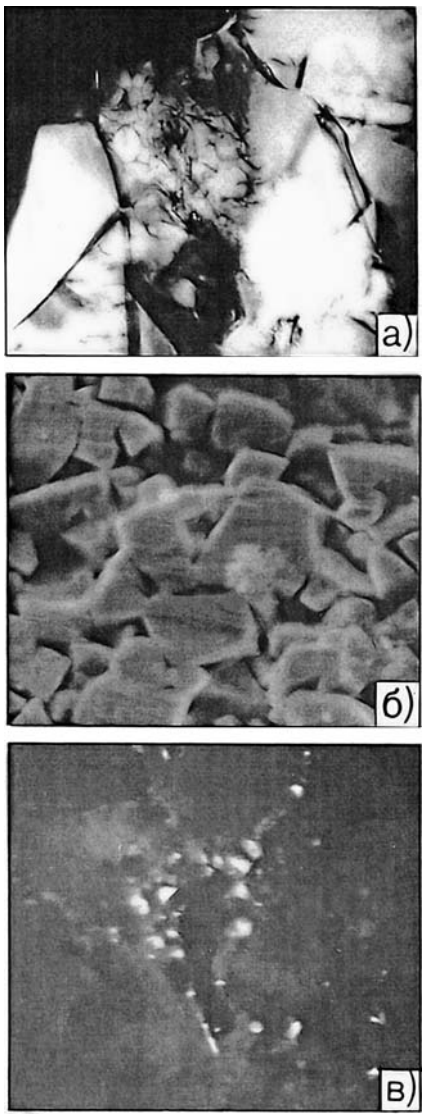


Рис. 5. Микрофотографии:
а — дислокационной структуры твердого сплава ТН-20 (×14 000), v = 50 м/мин; *б* (×5000), *в* (×14 000) — поверхности изнашивания твердого сплава ТН-20, v = = 50 м/мин, a = 0,2 мм

гают (рис. 5, *в*) в межзеренных пространствах, где удалена связка, способствуя образованию карбидного каркаса. Следовательно, в процессе изнашивания при $v_{опт}$ реализуется механизм наноструктурирования зерен карбидной фазы с последующим образованием ансамбля наночастиц, который следует рассматривать как результат самоорганизации системы резания и проявления квантовых свойств наночастиц [1].

Стойкость инструмента при этом резко возрастает и зависимость $T—V$ становится немонотонной [1, 2]. Дальнейшее увеличение скорости резания сопровождается разрушением связующей фазы (течением), замещением ее обрабатываемым материалом, что облегчает срез группы зерен карбидной фазы, и стойкость T инструмента снижается.

Возникновение новой структуры есть следствие самоорганизации [7]. Самоорганизация весьма разнообразна. Особое место она занимает в диссипативных (рассеивающих энергию) неравновесных средах. Формирование структур при необратимых процессах происходит при определенных условиях, главное из которых — наличие качественного скачка при достижении критических (пороговых) значений параметров порядка. Предпосылкой для его выполнения и формирования устойчивых диссипативных структур в открытых системах, обменивающихся энергией и веществом с внешней средой, является существование определенного соотношения между производством энтропии в самой системе и обменом его со средой. Количественной характеристикой устойчивости новых диссипативных структур является фрактальная размерность D_F. Фрактальная размерность D_F ансамбля наночастиц оценивалась по соотношению [8] $m_{а.н} \cong d^{D_F}$, где $m_{а.н}$ — масса ансамбля наночастиц; d — размер ансамбля.

Расчеты показывают, что D_F ансамбля наночастиц стремится к трем. Это свидетельствует о том, что ансамбль наночастиц является плотной объемной структурой с высокой устойчивостью.

Процессы наноструктурирования контактных поверхностей режущего инструмента выявлены нами и при использовании твердых сплавов с покрытием. Установлено, что низкая термостойкость покрытий, являющихся непрерывным карбидным каркасом, способствует их мгновенному растрескиванию при резании (рис. 6, *а*). Затем происходит отрыв частиц покрытия (рис. 6, *в*). Отрыв мельчайших частиц (наночастиц) также сопровождается образованием ансамблей, которые залегают в местах вырыва зерен твердосплавной основы. Это обстоятельство повышает износостойкость инструмента на участке "нормального" износа.

Проведенные исследования показывают возможность управления процессом наноструктурирования инструментальных материалов и получения новых структурных состояний с различной иерархией самоорганизующихся ансамблей наночастиц.

В частности, в состав смазочно-охлаждающих технологических средств (СОТС) следует вводить наночастицы медьсодержащих соединений, поме-

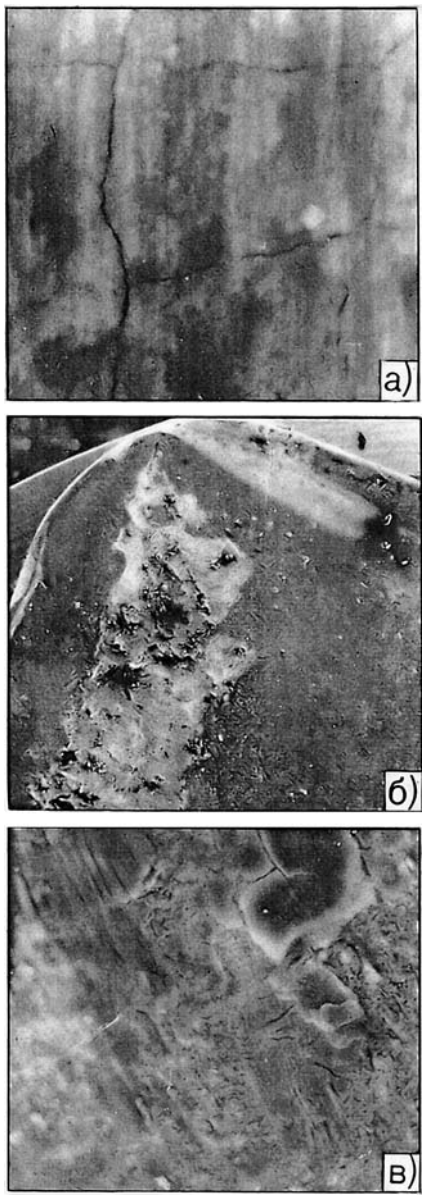


Рис. 6. Микрофотографии:
а — микроразрушения покрытия TiC + + TiCN + TiN после 60 с резания (×5000), v = 150 м/мин; *б* — износа инструмента с покрытием Ti + TiCN + TiN (×100), v = 150 м/мин, a = 0,2 мм; *в* — лунки износа твердосплавного инструмента с покрытием TiC + TiCN + TiN, время резания 10 мин, v = 150 м/мин, a = = 0,2 мм

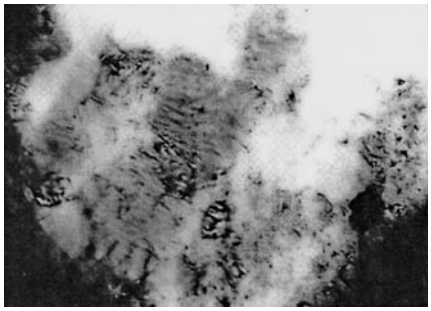


Рис. 7. Микрофотография дислокационной структуры покрытия TiC + Al_2O_3 (×14 000)

щенных в микрокапсулы. В зоне резания при разрушении микрокапсул наночастицы, образуя ансамбли нанофаз, выполняют функции твердой смазки и тем самым повышают стойкость инструмента.

При конструировании режущего инструмента на твердосплавной основе следует создавать многослойные покрытия. Нижние слои должны обеспечивать прочное сцепление покрытия с твердосплавной основой и вязко тормозить рост трещин в нее при растрескивании верхних слоев покрытия. Верхние слои должны обладать как высокой термостойкостью, так и низкой адгезионной способностью с обрабатываемым материалом. Это достигается формированием в них фрагментированной дислокационной структуры (рис. 7), что будет способствовать наноструктурированию вследствие создания ансамбля из наночастиц покрытия в процессе изнашивания, соизмеримых с размером фрагментов дислокационной структуры зерен тугоплавких соединений покрытия.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Кабалдин Ю. Г.** Структура, прочность и износостойкость композиционных материалов. Владивосток: Дальнаука, 1996. 183 с.
2. **Кабалдин Ю. Г.** Структурно-энергетический подход к процессу изнашивания твердых сплавов // Изв. вузов. Машиностроение. 1986. № 4. С. 127—131.
3. **Гусев А. И.** Нанокристаллические материалы: методы получения и свойства. Екатеринбург: РАН. Уральское отделение. Институт химии твердого тела, 1998. 200 с.
4. **Золотухин И. Б.** Нанокристаллические металлические материалы // Соровский образовательный журнал. 1998. № 1. С. 103—106.
5. **Трефилов В. И., Моисеев В. Ф.** Дисперсные частицы в тугоплавких металлах. Киев: Наукова думка, 1975. 240 с.
6. **Новиков Н. В., Коваленко Н. К., Майстренко А. Л.** О влиянии скорости нагружения и температуры на трещиностойкость твердых сплавов // Сверхтвердые материалы. 1984. № 5. С. 20—26.
7. **Пригожин И., Стренгерг И.** Порядок из хаоса. М.: Прогресс, 1986. 429 с.
8. **Смирнов В. Ф.** Физика фрактальных кластеров. М.: Наука, 1998. 256 с.

УДК 621.923.04:621.833.052

Е. И. ФРАДКИН (Москва)

Особенности шлифования модифицированных и немодифицированных зубьев на станках с плоским кругом

Приведены результаты шлифования различных прямозубых и косозубых колес с продольной модификацией (корсетом) и без нее на зубошлифовальных станках с плоским кругом. Показана возможность одновременного выполнения продольной и сложной профильной модификаций зуба благодаря особой правке круга. Отмечена органическая погрешность профиля и направления зуба при шлифовании модифицированных по ширине венца зубьев и указаны пути ее уменьшения.

Grinding results of various straight and helical gears after and before linear modification, grinding on plate gear-grinder are given. A possibility of simultaneous performance for linear and profile tooth modifications due to special wheel dressing is shown. Integral error of tooth profile and pointing is marked at grinding modified along the gear face, and ways to decrease it are indicated.

Зубошлифовальные станки с плоским кругом предназначены, главным образом, для шлифования шеверов, долбяков и узких эталонных колес. Поэтому эксплуатируют их в основном на инструментальных заводах или в инструментальных цехах машиностроительных заводов. Отсутствие движения шлифовального круга относительно обрабатываемого зуба и кратчайшая кинематическая цепь станка обеспечивают наивысшую точность шлифования (станки класса С — сверхточные).

В работе [1] указано, что, поскольку отсутствует движение шлифовального круга относительно обрабатываемого зуба (или движение зуба относительно вращающегося шлифовального круга), продольную модификацию можно обеспечить только специальной правкой круга, создающей отклонение от идеальной плоскости. Причем, если необходимо выполнить бочкообразный зуб, т. е. утолщенный в среднем сечении зубчатого венца по отношению к двум крайним торцовым сечениям, шлифовальный круг должен быть "поднутренным" (иметь внутреннюю конусность); если же нужен корсетный зуб, т. е. утоненный в среднем сечении зубчатого венца, круг необходимо "разнутрить", т. е. выполнить с наружной конусностью.

Однако в работе [1] ничего не сказано о том, что такой способ получения модифицированной эвольвентной поверхности обладает органической погрешностью: принципиально невозможно добиться одинаковой точности по профилю зуба в трех разных торцовых сечениях по ширине венца (в среднем и двух крайних), а также одинаковой точности по направлению зуба на ножке и на головке. Этот вопрос не рассматривается и в статьях [2—5], посвященных шлифованию зубчатых изделий на станках с плоским кру-

гом. Определенным исключением в этом отношении является малоизвестная статья [6], в которой справедливо указано, что при 20-градусном методе шлифования на станках с плоским кругом величина продольной модификации переменна по высоте зуба: на головке ($\Delta_г$) она больше, на ножке ($\Delta_н$) — меньше. Причем с увеличением модуля разность $\Delta_г - \Delta_н$ увеличивается.

Однако, результаты расчета (формульные зависимости в статье не приведены) не были проверены экспериментально. Авторы статьи [6] правильно указали, что при шлифовании кругами с внутренней или наружной конусностью теоретический эвольвентный профиль возможен только в одном торцовом сечении, так как только одно плоское сечение круга с созданной конусностью является прямой линией, все остальные — гиперболы, причем они неодинаковы в разных торцовых сечениях, что является причиной разных отклонений профиля в разных сечениях. Приведенные результаты расчета тоже не были проверены экспериментально.

При сдаче станка мод. 5А893 ОТК Московского завода шлифовальных станков (МСЗ) нужно было прошлифовать прямозубое колесо с модулем $m = 9$ мм, числом зубьев $z = 30$, шириной зубчатого венца $b = 40$ мм и стандартным исходным контуром ($\alpha = 20°$) сначала без продольной модификации, а затем с продольной модификацией — корсетом, равным 20 мкм. Появилась возможность выполнить экспериментальную проверку положений статьи [6].

При угле наклона шлифовального круга (угле $\alpha_ш$ шлифования), близком к углу α исходного контура шлифуемого изделия, например, при $16° \leqslant \alpha_ш \leqslant 22°$, если $\alpha = 20°$, разность $\Delta_г - \Delta_н$ продольных модификаций на головке и на ножке зуба рассчитывается по приближенной формуле

$$\Delta_г - \Delta_н = \left(\frac{b^2}{4(D_ш - 2h)} - \frac{b^2}{4D_ш}\right) \times \times \operatorname{tg}\varphi, \quad (1)$$

где b — ширина зубчатого венца, мм; $D_ш$ — диаметр шлифовального круга, мм; h — высота эвольвентного участка зуба, мм; φ — угол внутренней или наружной конусности шлифовального круга, обеспечивающий заданную продольную модификацию Δ, мм, зуба:

$$\operatorname{tg}\varphi = 4\Delta D_ш/b^2. \quad (2)$$

Подставив выражение (2) в формулу (1) и приняв $h \approx 2m$, после преобразований получим:

$$\Delta_г - \Delta_н = 4\Delta m/(D_ш - 4m). \quad (3)$$

Модуль зубчатого изделия и величина продольной модификации заданы конструктором (чертежом), поэтому уменьшить погрешность $\Delta_г - \Delta_н$ при стандартной наладке можно лишь за счет увеличения диаметра шлифовального круга. В этом отношении предпочтительно шлифование модифицированных зубьев на зарубежном станке SRS-400 фирмы "К. Хурт" (ФРГ), имеющем диаметр круга 750 мм, а не на отечественном станке мод. 5А893, диаметр круга которого 500 мм. Сделанные Н. Т. Трушакиным теоретические выкладки и проведенные эксперименты показали, что есть еще один существенный резерв уменьшения разницы в глубине модификации по высоте зуба — переход на меньшие углы шлифования ($\alpha_ш \leqslant 10°$). Например, при обработке на станке Maag HSS-30BC (Швейцария) прямозубого изделия с модулем $m = 6$ мм, числом зубьев $z = 18$, шириной зубчатого венца $b = 30$ мм и стандартным исходным контуром ($\alpha = 20°$) шлифовальным кругом диаметром $D_ш = 225$ мм уменьшение угла шлифования с 17 до 7° позволило снизить названную погрешность примерно в 2 раза: разница продольной модификации на головке и на ножке зуба уменьшилась с 8 до 3 мкм, а разница наклонов эвольвентограмм в среднем и крайних торцовых сечениях — с 8 до 4 мкм. К сожалению, результаты этой работы не были опубликованы.

Более важным, по мнению автора, оценочным параметром является относительная погрешность продольной модификации зуба, т. е. отношение разности продольных модификаций на головке и ножке зуба к номинальной величине этой модификации. Относительная погрешность определяется по формуле

$$(\Delta_г - \Delta_н)/\Delta = 4m/(D_ш - 4m). \quad (4)$$

Поскольку $D_ш \gg m$, величина $(\Delta_г - \Delta_н)/\Delta$ практически прямо пропорциональна модулю шлифуемого изделия и обратно пропорциональна диаметру шлифовального круга (табл. 1).

Из табл. 1 видно, что при $D_ш = 500$ мм и более разница продольных модификаций на головке и на ножке зуба не превышает 10 % от номинальной величины Δ даже без перехода на уменьшенные углы $\alpha_ш$ шлифования. Следовательно, при $\Delta = 0{,}02 \div 0{,}05$ мм велчина $\Delta_г - \Delta_н$ не превысит 2÷4 мкм, что непросто заметить даже при высокоточном измерении, поскольку максимальное утолщение (или утонение), как правило, неодинаково по отношению к двум крайним торцовым сечениям. Несколько легче эту погрешность оценить по разности наклонов эвольвентограмм в трех разных торцовых сечениях, хотя тоже непросто.

Сказанное подтвердили измерения профиля зуба в трех торцовых сечениях (среднем и двух крайних) и направления на головке и на ножке зуба, которые выполнили на приборе Maag

Таблица 1

Диаметр шлифовального круга $D_ш$, мм	Относительная погрешность $(\Delta_г - \Delta_н)/\Delta$ при модуле m, мм								
	2	3	4	5	6	7	8	9	10
250	0,033	0,050	0,068	0,087	0,106	0,126	0,147	0,168	0,190
500	0,016	0,025	0,033	0,042	0,049	0,059	0,068	0,078	0,087
750	0,011	0,016	0,022	0,027	0,033	0,039	0,045	0,050	0,056

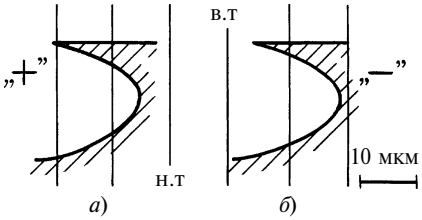


Рис. 1. Продольная модификация (корсет) на ножке (*а*) и головке (*б*) зуба при шлифовании прямозубой шестерни:
в.т и н.т — верхний и нижний торцы

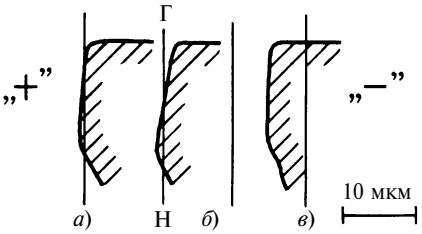


Рис. 2. Эвольвентограммы одного зуба в нижнем (*а*), среднем (*б*) и верхнем (*в*) торцовых сечениях при шлифовании прямозубой шестерни:
Н, Г — ножка и головка зуба

SP-130 (Швейцария) после шлифования на станке мод. 5А893 упомянутой выше прямозубой шестерни с модулем $m = 9$ мм, $z = 30$, $b = 40$ мм и предусмотренным корсетом 20 мкм. Результаты измерения направления зуба показаны на рис. 1, *а*, *б*, а профиля — на рис. 2, *а—в*. Наклон эвольвентограммы в "минус" на 1÷2 мкм больше в среднем сечении, чем в крайних торцовых, что соответствует ожидаемому результату, а заметить разницу в продольной модификации на головке и на ножке зуба в данном случае почти невозможно.

Принято считать, что обработка модифицированных зубьев обеспечивает меньшую на 0,5÷1,0 степень точности, чем обработка немодифицированных. В данной небольшой серии экспериментов этого не заметили. В табл. 2 показано, что накопленная погрешность шага зубчатого колеса и отклонение шага при шлифовании модифицированных (левых) сторон зубьев получились не больше, чем при шлифовании немодифицированных. Погрешность профиля зуба в данном случае одинакова для модифицированных и немодифицированных зубьев (4 мкм), а в другом случае (при шлифовании с предусмотренным корсетом) эта погрешность получилась на 1 мкм больше, чем при шлифовании прямых зубьев. Однако все измеренные отклонения — F_{pr}, f_{ptr}, f_{fr} и $F_{\beta r}$ (для немодифицированных зубьев) не превысили допусков самой точной, 3-й степени по ГОСТ 1643—81 "Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски". Причем погрешность профиля и направления зуба оценивали по наибольшему из четырех измеренных отклонений у равномерно расположенных по окружности зубьев.

В упомянутых выше экспериментах Н. Т. Трушакина диаметр шлифовального круга был вдвое меньше, а заданная корсетность — 70 мкм, а не 20 мкм, поэтому отчетливо видна (рис. 3, *а*, *б*) полученная при измерении разность $\Delta_г - \Delta_н$.

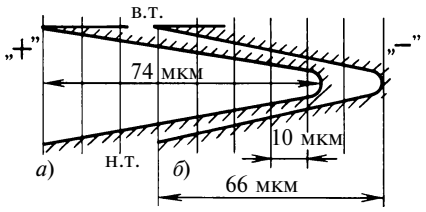


Рис. 3. Продольная модификация (корсет) на головке (*а*) и ножке (*б*) зуба при шлифовании прямозубой шестерни:
$m = 6$ мм, $z = 18$, $b = 30$ мм; $D_ш = 225$ мм; предусмотренный корсет — 70 мкм; в.т и н.т — верхний и нижний торцы

На станке мод. 5А893 возможно шлифование прямых зубьев, у которых предусмотрена продольная модификация в сочетании с профильной модификацией, причем сложной формы — равномерно нарастающее отклонение эвольвенты в "плюс" при измерении от ножки к головке и среза головки зуба, равного по величине 70÷80 % от нарастающего отклонения в "плюс" (*k*-модификация). Такую модификацию по ширине зубчатого венца (корсет 12÷16 мкм) в сочетании с *k*-модификацией по профилю получили в присутствии представителя Индии при шлифовании прямозубого колеса с модулем $m = 1{,}5$ мм, числом зубьев $z = 158$, шириной зубчатого венца $b = 20$ мм и стандартным исходным контуром ($\alpha = 20°$). Результаты измерения по левым сторонам трех зубьев по направлению зуба и профилю на приборе Maag SP-130 показаны на рис. 4, *а* и *б* соответственно.

Таблица 2

Опыт	Погрешность	Измеренное отклонение (мкм)/степень точности по ГОСТ 1643—81 по стороне зуба		Наличие продольной модификации
		левой	правой	
1	f_{fr} $F_{\beta r}$	4/3 4/3		Нет
2	f_{fr} $F_{\beta r}$	4/3 —		Корсет 20 мкм
3	F_{pr} f_{ptr}	4,2/3 −0,8/3	7,5/3 −2,6/3	Левые стороны зубьев модифицированы (корсет 20 мкм), правые — нет
4	F_{pr} f_{ptr} f_{fr} $F_{\beta r}$	8,6/3 — 4/3 —	6,0/3 — 3/3 3/3	

Примечание: f_{fr} — погрешность профиля зуба; $F_{\beta r}$ — погрешность направления зуба; F_{pr} — накопленная погрешность шага зубчатого колеса; f_{ptr} — отклонение окружного шага.

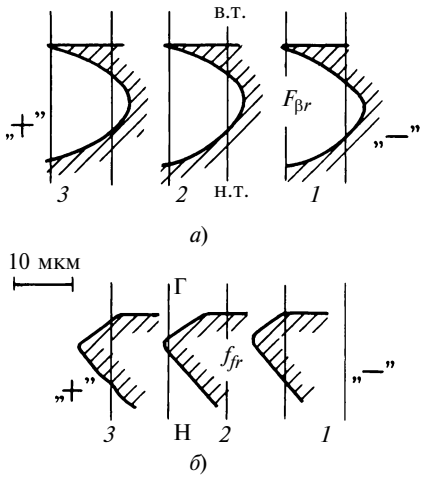


Рис. 4. Продольная модификация (корсет) в сочетании с *k*-модификацией прямозубого колеса

Корсет по ширине венца был получен путем описанного выше "разнутрения" круга на угол $\varphi \approx 4°18'$ в соответствии с формулой (2), а срез головки зуба на величину ≈ 8 мкм путем "дополнительного разнутрения" на угол $\varphi_э = 50'$ (рис. 5). Равномерно нарастающее отклонение эвольвенты в "плюс" (при измерении от ножки к головке зуба) обеспечил уменьшенный угол наклона бабки шлифовального круга по сравнению с углом наклона при шлифовании немодифицированных по профилю зубьев.

В отличие от шлифования прямых зубьев, когда разные отклонения профиля и направления зуба на разных участках эвольвентной поверхности обусловлены заданной профильной модификацией и связанной с этим геометрией зацепления, при шлифовании косых зубьев разные отклонения профиля и направления зуба вызваны переменной силой резания и разными отжимами круга при шлифовании разных участков эвольвентной винтовой поверхности зуба, на что обратили внимание авторы статьи [2]. Такую погрешность в очередной раз наблюдали при шлифовании косозубого колеса с модулем $m = 2$ мм, числом зубьев $z = 36$, шириной зубчатого венца $b = 23$ мм, углом наклона $\beta = 25°$, правым направлением зуба и стандартным исходным контуром.

Измерения на приборе Maag SP-130 показали, что разность отклонений f_{fr} и $F_{\beta r}$ в одном сечении у четырех равномерно расположенных по окружности зубьев меньше, чем разность этих отклонений у одного зуба, но в разных торцовых сечениях или в разных сечениях по высоте зуба (рис. 6, *а*, *б*).

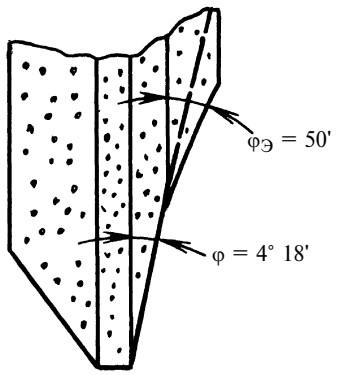


Рис. 5. Сложная модификация плоского круга с целью получения корсета 12÷16 мкм одновременно с *k*-модификацией профиля

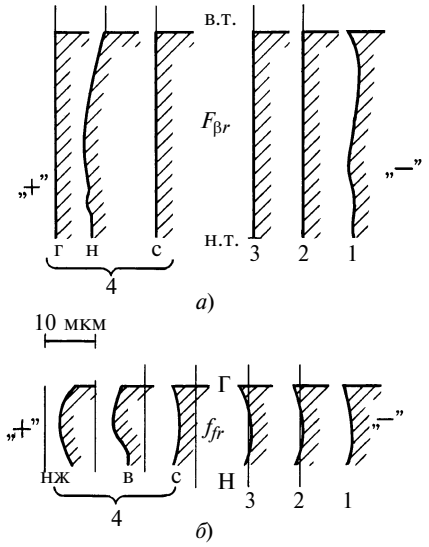


Рис. 6. Отклонения направления (*а*) и профиля (*б*) у четырех (*1—4*) равномерно расположенных по окружности зубьев косозубой шестерни:
$m = 2$ мм, $z = 36$, $b = 23$ мм, $\beta = 25°$ (правое направление); в.т и н.т — верхний и нижний торцы; Н и Г — ножка и головка зуба; г, н, с — измеренные отклонения винтовой линии на головке, ножке и по середине высоты зуба; нж, в, с — измеренные отклонения эвольвенты в нижнем, верхнем и среднем торцовых сечениях соответственно

В заключение хочется отметить высокую точность, полученную при шлифовании этого косозубого колеса по шаговым отклонениям: накопленная погрешность F_{pr} шага зубчатого колеса по левым сторонам зубьев составила 8,5 мкм, а по правым — 9,2 мкм; отклонение f_{ptr} шага по левым сторонам составило +1,2 мкм, по правым — +1,7 мкм (отклонения получены при измерении на приборе Maag SP-130). Отклонения f_{ptr} соответствуют допуску самой точной 3-й степени точности по ГОСТ 1643—81, а отклонения F_{pr} превышают этот допуск не более, чем на 1,2 мкм.

Выводы

1. Продольная модификация (бочкообразность или корсет) прямых зубьев на зубошлифовальных станках с плоским кругом может быть получена только приданием кругу внутренней или наружной конусности. Причем величина модификации $\Delta_г$ на головке зуба всегда больше модификации $\Delta_н$ на ножке. Разность $\Delta_г - \Delta_н$ можно уменьшить путем использования шлифовальных кругов большего диаметра и перехода на меньшие углы шлифования ($\alpha_ш \leqslant 10°$).

2. При $D_ш = 500$ мм разность $\Delta_г - \Delta_н$ составляет в зависимости от модуля 2÷8 % от заданной величины модификации Δ.

3. На станках с плоским кругом можно одновременно выполнять продольную и профильную (поперечную) модификации прямого зуба, обеспечив сложную правку шлифовального круга.

4. При шлифовании косозубых изделий без продольной модификации зуба также нередко возникают разные отклонения эвольвенты в разных торцовых сечениях и разные отклонения винтовой линии на ножке и головке зуба. Однако эти погрешности связаны не с особенностями геометрии зацепления круга со шлифуемым зубом, а с переменной величиной силы резания и, как следствие, с разным отжимом круга в разной фазе обката, о чем было сказано в статьях [2, 6]. Названные погрешности можно значительно уменьшить многократным выхаживанием.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Коган Г. И.** Изготовление цилиндрических колес со шлифованными зубьями. М.: Машгиз, 1962. 240 с.

2. **Заголихинская Э. Л., Фрадкин Е. И.** Погрешности шлифования зубчатых колес на станке мод. 5А893 // Станки и инструмент. 1971. № 9. С. 19—21.

3. **Бобров А. П., Хлебалин Н. Ф.** Способы повышения производительности при шлифовании зубчатых колес плоским кругом // Станки и инструмент. 1982. № 8. С. 24—26.

4. **Ермолаев В. К., Бобров А. П., Серебряный Ю. Л.** Статистический анализ параметров деталей, обрабатываемых на зубошлифовальных станках // Станки и инструмент. 1983. № 3. С. 30.

5. **Фрадкин Е. И.** Производственный опыт обработки зуборезного инструмента на зубошлифовальных станках с плоским кругом // Вестник машиностроения. 2005. № 11. С. 44—47.

6. **Чекалина Н. М., Фрадкин Е. И., Авраамов А. А.** Шлифование долбяков на станках модели 5891 // Технология производства, научная организация труда и управления. 1974. № 11. С. 22—27.

УДК 669.018

А. К. ОНИЩЕНКО, канд. техн. наук (ФГУП ММПП "Салют", г. Москва)

Флокены — результат локальных цепных взрывов при разветвленной химической реакции окисления (горения) водорода

Флокены — результат локальных цепных взрывов при разветвленной химической реакции окисления (горения) водорода.

Причиной образования флокенов являются локальные цепные взрывы в объеме стальной заготовки при ее охлаждении от температуры аустенизации. Механизм флокенообразования объясняется теорией горения и взрыва Н. Н. Семенова при разветвленных цепных реакциях окисления водорода.

Flocs are the result of local chain explosion at ramified reactions of hydrogen oxidation. Flocs formation is caused by local chain explosions in the steel-blank body at its cooling from the austenitizing temperature. The floc-formation mechanism is explained by the Semenov's theory of burning and explosion at ramified chain reactions of hydrogen oxidation.

Флокены — дефекты внутреннего строения стали в виде волосовин — являются главной проблемой крупных поковок. Они обусловлены повышенным содержанием водорода. Было установлено, что лучшим методом снижения образования флокенов являются вакуумная дегазация стали перед разливкой и снижение содержания водорода примерно до 2 ppm. Однако позднее было обнаружено, что даже при очень малом содержании водорода (менее 1 ppm) в сверхчистых (по оксидам и сульфидам) сталях наблюдается флокенообразование.

Анализ многочисленных исследований отечественных и зарубежных специалистов [1—12] позволил выделить три точки зрения на причины флокенообразования:

1. Наличие водорода и рост давления в микродефектах до критического значения, превышающего предел прочности стали при охлаждении заготовки (точка зрения большинства исследователей).

2. Наличие водорода; однако его поведение настолько необычно, что до настоящего времени природа образования трещин неясна (П. В. Склюев, R. J. Fruehan).

3. Различные причины флокенообразования для сталей с разной структурой и химическим составом (В. И. Шаповалов, В. В. Трофименко). Как написал П. В. Склюев: "...без общепризнанной теории борьба с флокенами идет вслепую, методами, известными еще полвека назад, ..., а сам этот дефект уже более 100 лет — наиболее опасный и загадочный дефект стали...".

Поэтому для определения причин флокенообразования был проведен анализ исследований отечественных и зарубежных специалистов в металлургии и в области химической кинетики реакций окисления водорода кислородом и серой, а также изучены данные тридцатилетней практики производства крупных и сверхкрупных поковок [13—15].

Взяв за основу предположение, что главной причиной образования флокенов является наличие водорода, нельзя не учитывать его химических свойств. Поэтому целесообразно рассматривать поведение данного химического элемента в стальной заготовке при ее охлаждении из аустенитного состояния с точки зрения химической кинетики.

В исходном слитке устанавливается химическое равновесие, основными составляющими являются газы, оксиды, сульфиды и нитриды. При этом водород вследствие своей термической устойчивости до температуры 2000 °С присутствует в основном в молекулярной форме (H_2) в микрополостях, оксидах и сульфидах, и в меньшей степени — хемсорбидованный сталью при кристаллизации в атомарном состоянии (H).

Если же принять во внимание достаточно полный состав элементов — возможных реагентов гомогенно-гетерогенных химических реакций, то применительно к сталям указанный состав будет следующим: водород, кислород и азот в атомарном (в твердом растворе) и молекулярном (в пустотах) состояниях — H, H_2, O, O_2, N, N_2; железо, марганец, алюминий и титан в виде атомов и ионов — Fe, Fe^{+2}, Mn^{+2}, Al^{+3}, Ti^{+3} (в оксидах, сульфидах и нитридах), а также сера — S^{-2} [16].

С учетом того, что в рассматриваемом случае (охлаждение стальной заготовки от температуры аустенизации) идут интенсивные процессы диффузии и выравнивания концентраций газов в объеме стали, нельзя отрицать возможность прохождения следующих химических реакций:

$$2H_2 + O_2 = 2H_2O; \quad (1)$$

$$3H_2 + N_2 = 2H_3N. \quad (2)$$

Первая химическая реакция относится к тримолекулярной реакции, вторая — к четырехмолекулярной. Это доказывает невозможность прохождения данных реакций в одну стадию. Обе реакции являются сложными и относятся к цепным процессам.

Цепные химические реакции — это реакции, в которых превращение исходных веществ в продукты химической реакции осуществляется путем регулярного чередования нескольких реакций с участием активных частиц, идущих с сохранением свободной валентности. Активными частицами-центрами могут быть свободные атомы, ионы, радикалы и возбужденные молекулы.

Любая цепная реакция обязательно включает в себя три основные стадии: зарождение, продолжение и обрыв цепи.

Зарождением (инициированием) цепей называется стадия цепной реакции, в которой образуются свободные радикалы из валентно-насыщенных молекул исходных веществ.

Продолжение цепи — стадии цепной реакции, идущие с сохранением свободной валентности и приводящие к расходованию исходных веществ и образованию продуктов химической реакции.

Обрыв цепи — стадия цепной реакции, приводящая к исчезновению свободной валентности.

Элементарная стадия цепной химической реакции, в которой превращение активных промежуточных частиц приводит к увеличению числа свободных радикалов и атомов, называется разветвлением цепей [17]. Отсюда делаем вывод, что существуют два типа цепных реакций: разветвленные и неразветвленные. Реакции окисления водорода молекулярными кислородом и азотом относятся к разветвленным цепным химическим реакциям, активным центром которых является атом водорода.

Прохождение цепной реакции окисления водорода азотом при охлаждении заготовки маловероятно, так как получение аммиака возможно только при очень большом давлении (10^8 Па), температуре 400÷500 °С и в присутствии специальных катализаторов (Te, Ru, Os). По причине высокой химической стойкости не участвуют в химических реакциях нитриды азота (AlN, TiN и др.). В данном случае основной химической реакцией является химическая реакция (1), обусловленная присутствием в объеме стали атомов и молекул водорода (H, H_2) и кислорода (O, O_2), а также оксидов и сульфидов металлов с переменной валентностью (FeO, MnO, FeS, MnS).

Современная теория цепных разветвленных химических реакций разработана Н. Н. Семеновым [17]. В настоящее время механизм горения (окисления) водорода исследован достаточно полно [18—23].

Н. Н. Семенов и С. Хиншельвуд открыли совершенно новое явление, характерное только для цепных разветвленных химических реакций, которое заключается в том, что для таких химических реакций существуют нижний и верхний (по давлению) пределы воспламенения (взрыва), а именно: в некотором диапазоне давлений, так называемом "полуострове воспламенения", процесс имеет взрывной характер. Особенность цепного взрыва заключается в том, что в отличие от теплового он происходит при низких температурах (нормальной и даже минусовой).

При известных условиях [$(f-g) \geqslant 0$, где f — коэффициент вероятности разветвления цепей; g — коэффициент вероятности обрыва цепей] спокойная реакция может вдруг перейти в автоускоряющуюся не вследствие выделяющейся теплоты, а вследствие разветвления цепей. Если бы даже каким-либо образом удалось сделать температуру постоянной, например путем быстрого отвода теплоты, выделяемой при химической реакции, то все равно при условии $(f-g) \geqslant 0$ химическая реакция быстро бы автоускорилась изотермическим путем до бесконечных значений скорости. Как написал Н. Н. Семенов в работе [18], "... то есть мы получаем в этом случае типичную картину взрыва, взрыва чисто цепного, при котором теплота есть следствие, а не причина взрыва".

Зависимости изменения нижней (AB) и верхней (AC) границ давлений воспламенения горючей смеси от температуры представлены на рис. 1 [24]. Кривая CAB — граница самовоспламенения горючей смеси. В заштрихованной области химическая реакция достигает стадии самовоспламенения или взрыва ("полуостров воспламенения"). Вне этой области химическая реакция протекает медленно и стационарно. Ниже температуры T_A самовоспламенение не наступает ни при каких значениях давления. При температуре T_1 самовоспламенение происходит только, если значение давления больше p_1, но меньше p_2. Если значение давления ниже нижней границы AB полуострова воспламенения, то цепи химической реакции не развиваются из-за их обрыва на стенках сосуда. Поэтому нижняя граница воспламенения зависит от состава горючей смеси, диаметра сосуда и материала его стенок. От температуры она зависит незначительно. С ростом давления обрыва цепей не происходит, они сильно разветвляются, химическая реакция идет, самоускоряясь, и заканчивается самовоспламенением и взрывом. При значении давления, превышающем верхнюю границу "полуострова воспламенения", разветвление цепей снова затрудняется из-за их обрыва в результате тройных столкновений с частицами загрязнений, концентрация которых увеличивается с ростом давления.

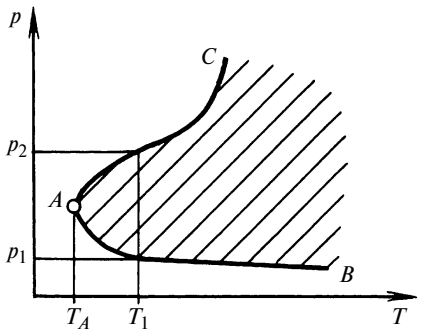


Рис. 1. Зависимости изменения верхней и нижней границ давлений воспламенения и взрыва от температуры

Верхняя граница воспламенения зависит от температуры, природы и количества примеси и мало зависит от формы сосуда, его диаметра и состояния стенок.

Таким образом, возникновение взрыва объясняется лавинообразным нарастанием числа активных частиц (свободных радикалов) при постоянной температуре в результате протекания разветвленной цепной химической реакции.

Наиболее полный механизм горения водорода состоит из 42 химических реакций, в которых участвуют следующие составляющие: H_2; O_2; OH; H; HO_2; H_2O и H_2O_2 [22].

В простейшем виде реакцию горения водорода в кислороде можно представить следующим образом:

Цепь I:	Цепь II:
1) $H + O_2 \rightarrow \rightarrow OH + \ddot{O}$;	1) $\ddot{O} + H_2 \rightarrow OH + H$,
2) $OH + H_2 \rightarrow \rightarrow H_2O + H$,	2) $OH + H_2 \rightarrow \rightarrow H_2O + H$,
далее реакции 1 и 2 и т. д.	3) $H + O_2 \rightarrow OH + \ddot{O}$, далее реакция 1 и т. д.

При этом только в реакции 2 образуется молекула воды (H_2O) и активная частица — атом водорода (H). В двух других (реакции 1 и 3) образуются по две активные частицы (OH, $\ddot{O}$ и OH, H), т. е. в обоих случаях происходит разветвление цепи. Образовавшиеся активные частицы преобразуют большую массу ис-

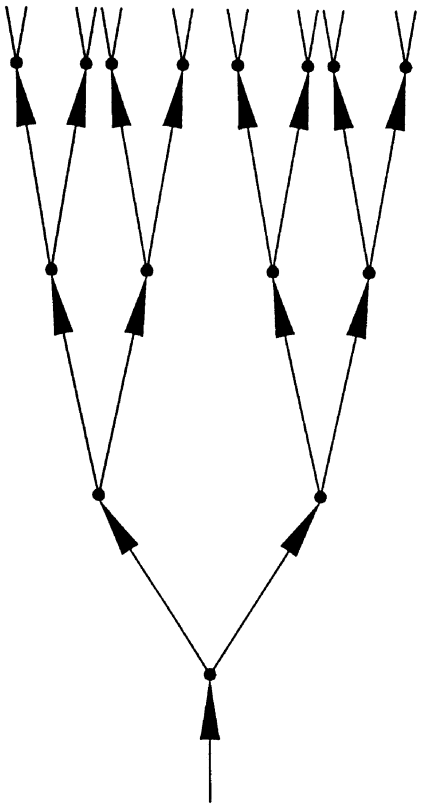


Рис. 2. Схема разветвленной цепной химической реакции

ходных веществ в конечные продукты, что может привести к воспламенению и взрыву (рис. 2).

На рис. 3 представлены зависимости изменения скоростей разветвления и затухания от давления для цепной разветвленной химической реакции. Медленное окисление сероводорода (H_2S) представляет собой цепную реакцию с вырожденным разветвлением. В отличие от разветвленной реакции здесь образование свободных радикалов (инициирование цепей) идет с участием достаточно стабильных продуктов цепной реакции.

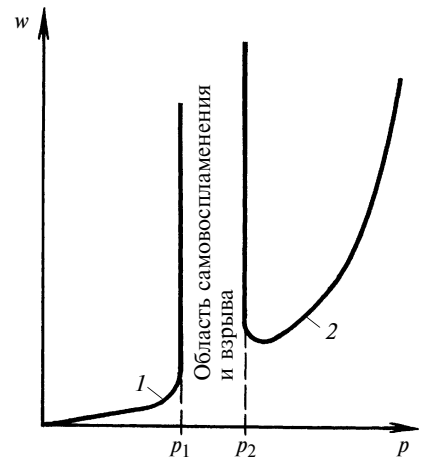


Рис. 3. Зависимости изменения скоростей разветвления (кривая *1*) и затухания (кривая *2*) от давления для цепной разветвленной химической реакции

В начальной стадии идет цепная реакция образования SO:

1) $H_2S + OH \rightarrow HS + H_2O$;

2) $HS + O_2 \rightarrow SO + OH$;

3) $SO + O_2 \rightarrow SO_2 + O$;

4) $\ddot{O} + H_2S \rightarrow HS + OH$.

Далее SO, реагируя с молекулой кислорода и образуя две свободные валентности, приводит к образованию двух свободных радикалов, т. е. двух новых цепей (HS, OH). Однако в данном случае образование разветвления цепей происходит при участии стабильных продуктов цепной реакции (H_2S и SO). Таким образом, в обоих случаях (горение водорода и сероводорода) разветвление цепей происходит при взаимодействии реагентов с молекулой кислорода (O_2).

Образование свободных радикалов происходит по экспоненциальной зависимости: $n = n_0 \exp \varphi t$, где n_0 — число первичных атомов и радикалов, создаваемых тепловым движением, φ — коэффициент размножения. Даже при n_0, равном одному свободному радикалу на 1 см^3, но при большом значении φ уже через доли секунды возникает $10^{13} \div 10^{14}$ свободных радикалов, что достаточно для дальнейшего развития цепной реакции. Реакция протекает с самоускорением и взрывом.

Обрыв цепей происходит по трем причинам:

взаимодействие с соединением переходного металла, способным отдать свободному радикалу или отобрать у него один электрон;

взаимодействие свободного радикала с материалом стенки сосуда;

взаимодействие двух свободных радикалов (рекомбинация или диспропорционирование).

Первая причина имеет место лишь в присутствии переходных металлов, вторая — лишь в газах при низких давлениях, когда свободные радикалы диффундируют к стенке сосуда, третья — маловероятна при небольшой концентрации свободных радикалов. Поэтому более вероятным оказывается процесс взаимодействия свободных радикалов с молекулами исходных веществ и мономолекулярного превращения свободных радикалов. В силу неуничтожимости свободной валентности в результате любого такого процесса в системе образуется новый свободный радикал, который в свою очередь вступит в реакцию с молекулой исходного вещества или растворителя с образованием свободного радикала. Цепь данных превращений продолжается до тех пор, пока образовавшийся в одной из стадий свободный радикал не встретится с другим свободным радикалом или не будет захвачен стенкой сосуда.

Переходя к реалиям процесса флокенообразования, примем во внимание следующие результаты многолетних исследований:

расположение флокенов в крупных поковках приходится на 1/2 радиуса сечения и совпадает, как правило, с зоной внецентренной ликвации слитка [3, 4];

число водородных трещин увеличивается в направлении от поверхности к центру (в основном в верхней части слитка и на расстоянии от поверхности, равном 50÷80 % радиуса [4]);

скопление водорода имеет место в самих включениях и вблизи включений оксидов (FeO; MnO) и сульфидов (MnS; FeS) [10, 16, 25] (рис. 4);

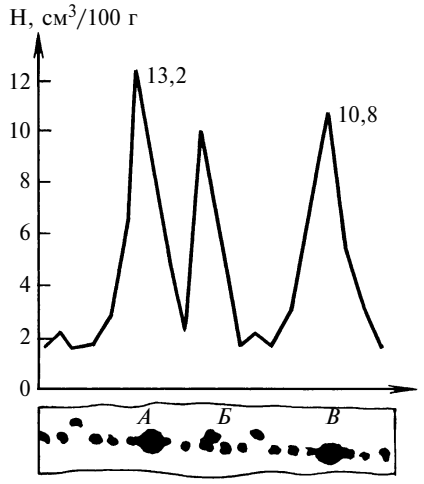


Рис. 4. Распределение десозбированного и молизованного водорода, локализованного у крупных сульфидных включений MnS и FeS (*А*, *Б*, *В*)

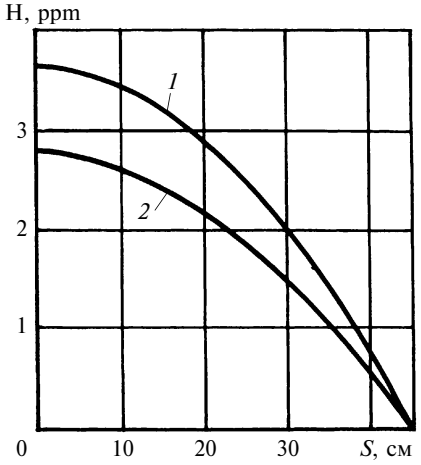


Рис. 5. Градиент концентрации водорода в цилиндрической заготовке диаметром 95 см после 200 (кривая *1*) и 400 (кривая *2*) часов выдержки при коэффициенте диффузии *Д* = 1,15·10 см^2/с (*S* — расстояние от центра заготовки)

растворимость водорода в аустените в 2 раза выше, чем в феррите при температуре превращения [10, 26];

образование флокенов происходит при температурах ниже 200 °С [1—6, 10];

давления водорода, выделяющегося при $\gamma \to \alpha$ превращении, недостаточно для разрушения стали [25];

в большинстве случаев водород удаляют только с поверхности поковки, концентрация его в центре остается высокой, полная диффузия водорода из поковки невозможна [10] (рис. 5);

очень чистые (по оксидам и сульфидам) стали могут иметь флокены при меньшем содержании водорода, чем стали нормальной чистоты [10] (рис. 6);

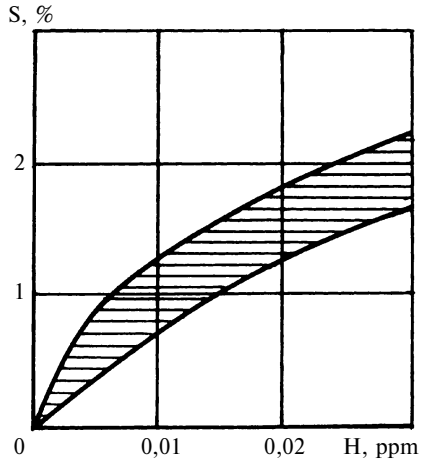


Рис. 6. Диаграмма допустимого содержания водорода в зависимости от процентного содержания (по массе) серы

при неправильной термической обработке даже у сверхчистых сталей образование флокенов увеличивается [10].

С учетом изложенных выше положений теории горения и взрыва можно заключить, что причиной образования флокенов в стали являются локальные цепные взрывы, возникающие при химической реакции горения (окисления) водорода и сероводорода. При этом первая реакция имеет место в ликвационных зонах с преобладанием оксидов (FeO, MnO), а вторая — в зонах сульфидов (MnS, FeS).

Последнее объясняется тем, что белые хлопья, обнаруживаемые в изломах образцов с флокенами, являются участками восстановления железа и марганца из оксидов и сульфидов — активными частицами разветвленной цепной реакции (H, OH) в момент гибели на стенках ликвационных зон [27].

Цепная разветвленная химическая реакция окисления (горения) водорода развивается в следующем порядке:

1) $H + O_2 \to OH + \ddot{O}$;

2) $OH + H_2 \to H_2O + H$;

3) $\ddot{O} + H_2 \to OH + H$;

4) $OH + H_2 \to H_2O + H$.

Брутто-реакция цикла при этом имеет следующий вид:

$$H + 3H_2 + O_2 \to$$
$$\to H + 2H + 2H_2O + 11 \text{ ккал/моль}.$$

По этой реакции в случае образования только воды выделившаяся энергия должна была бы составлять 114 ккал/моль, т. е. главная часть энергии (103 ккал/моль) идет на диссоциацию молекул водорода. В результате образуется колоссальное количество свободных атомов водорода, а также кислорода и радикалов OH, в миллиарды раз превышающее их равновесные концентрации и приводящее к цепному взрыву.

При этом часть атомов водорода вступает в реакции:

$$FeO + 2H \to Fe + H_2O;$$

$$MnO + 2H \to Mn + H_2O,$$

образуя хлопья особо чистых железа и марганца.

Горение сероводорода осуществляется по двум реакциям (цепной и цепной разветвленной с вырожденными цепями):

1) $H_2S + OH \to HS + H_2O$;

2) $HS + O_2 \to SO + OH$;

3) $SO + OH \to SO_2 + H$;

4) $H + SO \to HSO$;

5) $HSO + O_2 \to SO_2 + OH$;

6) $H_2S + OH \to HS + H_2O$;

7) $HS + O_2 \to SO + OH$.

Брутто-реакция цикла имеет вид: $2H_2S + 3O_2 \to 2H_2O + 2SO_2$. Ни в одной из ее стадий не наблюдается разветвление цепей.

Цепная разветвленная реакция может осуществляться по схеме:

1) $H_2S + OH \to HS + H_2O$;

2) $HS + O_2 \to SO + OH$;

3) $SO + O_2 \to SO_2 + \ddot{O}$;

4) $\ddot{O} + H_2S \to HS + OH$;

5) $HS + O_2 \to SO + OH$;

6) $SO + OH \to SO_2 + H$;

7) $OH + H_2 \to H_2O + H$.

При этом брутто-реакция имеет вид: $2H_2S + 3O_2 + H_2 \to 2H_2O + 2SO_2 + 2H$, т. е. в данном случае тепловой эффект реакции также, как и в случае горения водорода, идет на диссоциацию молекул водорода. Часть атомарного водорода, вступая в реакцию с сульфидами, восстанавливает ионы переходных металлов:

$$MnS + 2H \to Mn + H_2S;$$

$$FeS + 2H \to Fe + H_2S.$$

Цепные процессы горения являются диффузионными, так как их распространение происходит посредством передачи активных частиц путем диффузии [27]. В стальной заготовке при охлаждении дополнительное повышение концентрации атомарного водорода (H) во включениях происходит в момент (γ—α)-превращения матрицы. А при локальном первичном взрыве активные частицы цепной реакции диффундируют к другим областям.

Таким образом, причиной образования флокенов является цепное горение и взрыв при разветвленной химической реакции окисления во-

дорода. Очагами зарождения цепных химических реакций являются включения оксидов и сульфидов, в которых сосредоточены реагенты химических реакций (H_2; O_2; H_2O; H_2S; FeO; FeS; MnO; MnS). Основным активным центром реакции является атомарный водород, растворенный в твердом растворе стали и "бомбардирующий" оксиды и сульфиды при диффузии и (γ—α)-превращении, повышая скорость цепной разветвленной химической реакции. Первичный взрыв происходит при достижении активными частицами (H, O, OH, SO, H_2, O_2) нижнего предела давления в одном из начальных объемов включений.

Единой теорией флокенообразования является теория горения и взрыва Н. Н. Семенова при разветвленных цепных химических реакциях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Дубовой В. Я.** Флокены в стали. М.: Металлургиздат, 1950.
2. **Поволоцкий Д. Я., Морозов А. Н.** Водород и флокены в стали. М.: Металлургиздат, 1959.
3. **Калинина З. М.** Дефекты легированных сталей. М.: Металлургиздат, 1960. С. 161—185.
4. **Склюев П. В.** Водород и флокены в крупных поковках. М.: Машгиз, 1963.
5. **Гудремон Э.** Специальные стали. Пер. с нем. М.: Металлургия, 1966. С. 1156—1157.
6. **Морозов А. Н.** Водород и азот в стали. М.: Металлургия, 1968.
7. **Шаповалов В. И.** Влияние водорода на структуру и свойства железоуглеродистых сталей. М.: Металлургия, 1982.
8. **Шаповалов В. И., Трофименко В. В.** Флокены и контроль водорода в стали. М.: Металлургия, 1987.
9. **Марков С. И.** Водород в сталях, способы борьбы с водородной хрупкостью // Тр. ЦНИИТмаша. № 227. 1991. С. 40—44.
10. **Fruehan R. V.** Areview of hydrogen flaking and its prevention // The 13th Internation Forgemaster Meeting. Pusan. Korea. October. 12—16. 1997.
11. **Касаткин Г. Н.** Водород в конструкционных сталях. М.: Интермет Инжиниринг, 2003.
12. **Баширов Ю. П., Рогова В. П., Тарантина Н. Р.** Характерные дефекты осевых заготовок, выявленных при УЗК осей колесных пар // Металловедение и термическая обработка. 2003. № 12. С. 27—30.
13. **Онищенко А. К.** Параметры ковки и крупность поковок // Кузнечно-штамповочное производство. 1987. № 6. С. 22, 23.
14. **Онищенко А. К.** Основы термоциклирования при ковке крупных поковок // Кузнечно-штамповочное производство. 1989. № 9. С. 9, 10.
15. **Onischenko A. K.** Teoretical feutures for forging large-sized forgings // The 13th Internation Forgemaster Meeting. Pusan. Korea. October. 12—16. 1997.
16. **Ефимов В. А.** Разливка и кристаллизация стали. М.: Металлургия, 1976. С. 517—536.
17. **Эмануэль Н. М., Кнорре Д. Г.** Курс химической кинетики. Учебник для хим. фак. М.: Высшая школа, 1974. С. 287—338.
18. **Семенов Н. Н.** Цепные реакции. М.: Наука, 1986.
19. **Льюис Б., Эльбе Г.** Горение, пламя, детонация в газах. М.: Наука, 1975.
20. **Димитров В. И.** Простая кинетика. Новосибирск: Наука, 1982.
21. **Денисов Е. Т., Саркисов О. М., Лихтенштейн Г. И.** Химическая кинетика. М.: Химия, 2000.
22. **Матвеев В. Г.** Упрощение механизма горения водорода // Физика горения и взрыва. Т. 37. 2001. № 1. С. 3—5.
23. **Пурмаль А. П.** А, Б, В ... химической кинетики. М.: ИКЦ "Академкнига", 2004.
24. **Стромберг А. Г., Семченко Д. П.** Физическая химия. М.: Высшая школа, 2003. С. 373—381.
25. **Включения** и газы в сталях / В. И. Явойский, С. А. Близнюков, А. Ф. Вишкарев и др. М.: Металлургия, 1979. С. 160—162.
26. **Ежов А. А., Герасимова Л. П.** Дефекты в металлах. Справочник-атлас. М.: Русский университет, 2002. С. 179, 180.
27. **Исследование** природы волосных трещин в поковках из Cr—Ni—Mo стали / Ю. А. Рыбакова, Л. С. Балюра, А. С. Клещев, В. А. Горин // Кузнечно-штамповочное производство. 1976. № 9. С. 3—4.
28. **Франк-Каменецкий Д. А.** Диффузия и теплопередача в химической кинетике. М.: Наука, 1987.

УДК 621.81.001.4

Ю. А. НОВОСЕЛОВ, канд. техн. наук (Гомельский ГТУ им. П. О. Сухого, Беларусь)

Системный анализ логики базирования

Приводится детальный методологический анализ системы понятий базирования в машиностроении, которая была в свое время регламентирована стандартом ГОСТ 21495—76 "Базирование и базы в машиностроении, термины и определения".

Detailed methodological analysis of the basing conceptual notions in the engineering industry is carried out. This system was regulated by the GOST 21495—76 "Basing and bases in mechanical engineering; terms and definitions".

Базирование, как известно, является одной из важных составляющих профессиональной грамотности инженеров машиностроительного профиля. Поэтому освоению принципов базирования в системе высшего образования уделяется, казалось бы, немало внимания. Однако в силу аморфности важнейших понятий базирования теория базирования как раздел технологической науки, можно сказать, до сих пор отсутствует. Именно по этой причине между научными работниками в области машиностроения возникают порой острые дискуссии по основам базирования, публикуются статьи с разными принципиальными взглядами на проблемы базирования, а на производстве из-за путаницы в логике базирования нередко возникает брак [1], причины которого далеко не всегда удается установить.

Первым серьезным государственным шагом в СССР по наведению порядка в системе базирования стало издание ГОСТ 21495—76 "Базирование и базы в машиностроении. Термины и определения" [2], срок действия которого ограничивался только десятью годами после его выхода в свет. Тем не менее введенные этим стандартом как правильные, так и ошибочные идеи живут и по сей день в умах и профессиональной практике определенной части специалистов, а также в литературе.

К сожалению, недостаточно продуманные понятийные основы базирования, внесенные этим стандартом, продолжают развиваться и множиться в статьях, изданных уже в новом веке [3—9]. В таких условиях чем больше появляется публикаций, построенных на ошибочных логических аспектах этого стандарта, тем дальше

мы уходим от истины и тем больше разрастается сама проблема.

Поэтому начнем рассмотрение логики базирования от исходных рубежей — с анализа базового стандарта [2]. Несмотря на довольно значительный информационный объем стандарта (36 с.), первая его часть, содержащая 24 термина с определениями и иллюстрациями простейших примеров базирования, занимает всего 13 с., т. е. треть объема. Большая же его часть состоит из неимеющих правовой силы приложений, включающих некоторые теоретические посылки и множество примеров практического базирования. Кроме того, в этих примерах содержится определенное количество логических отступлений от базовых установок основной его части. Все это говорит о неуверенности авторов в теоретических вопросах базирования и о поспешности при разработке стандарта.

Рассмотрим проблемы базирования более подробно, опираясь на теоретические принципы научно-технической терминологии [10—12].

Термин 1. ***Базирование.*** Его определение как "придание заготовке или изделию требуемого положения относительно выбранной системы координат" не вызывает особой критики, кроме слова "выбранной", которое предполагает обязательность выбора из нескольких возможных систем. Однако в большинстве реальных случаев система координат одна (например у поршневого пальца) и никакого выбора здесь нет. В этих условиях (при отсутствии выбора) данное определение как бы перестает работать. Правда эту ситуацию легко исправить путем замены слова "выбранной" словом "принятой".

Термин 2. ***База.*** В стандарте [2] дается следующее определение базы: "Поверхность или выполняющее ту же функцию сочетание поверхностей, ось, точка, принадлежащая заготовке или изделию и используемая для базирования" (рис. 1).

Считая понятие базы ключевым понятием рассматриваемой логической системы, остановимся на нем подробнее, тем более что определение термина "база" в стандарте, с нашей точки зрения, имеет целый ряд стилистических и принципиальных ошибок.

В определении базы говорится о функции базирования, однако в определении самого базирования нет даже намеков на какие-то его функции. Может авторы под функцией базирования подразумевали придание заготовке или изделию требуемого положения, но эту функцию можно отнести к станочному приспособлению или к действиям станочника, т. е. к внешним факторам, но не к базированию.

Правый эскиз на рис. 1, *а* содержит принципиальную ошибку по сравнению с левым эскизом: круглый стержень, вставленный в отверстие корпуса по посадке, является базируемой деталью (должна стоять позиция *2*, как это указано в перечне позиций справа, на эскизе же — позиция *1*), в то же время в условиях самоцентрирования стержня в отверстии корпуса базой является его ось (на оси должна стоять позиция *1*, на эскизе же — позиция *2*). Это путает понятие базы на заготовке (детали) с базирующей поверхностью детали технологического оборудования (станочного приспособления).

Сочетание поверхностей (рис. 1, *б*) нельзя называть базой, в противном случае все поверхности заготовки, соприкасающиеся при базировании с деталями приспособления, можно считать одной базой. Что касается принятия за базу какой-то оси внутри заготовки или изделия (рис. 1, *в*), а тем более точки пересечения осей (рис. 1, *г*), то это является серьезным заблуждением авторов стандарта. Базирование — это реальный техниче-

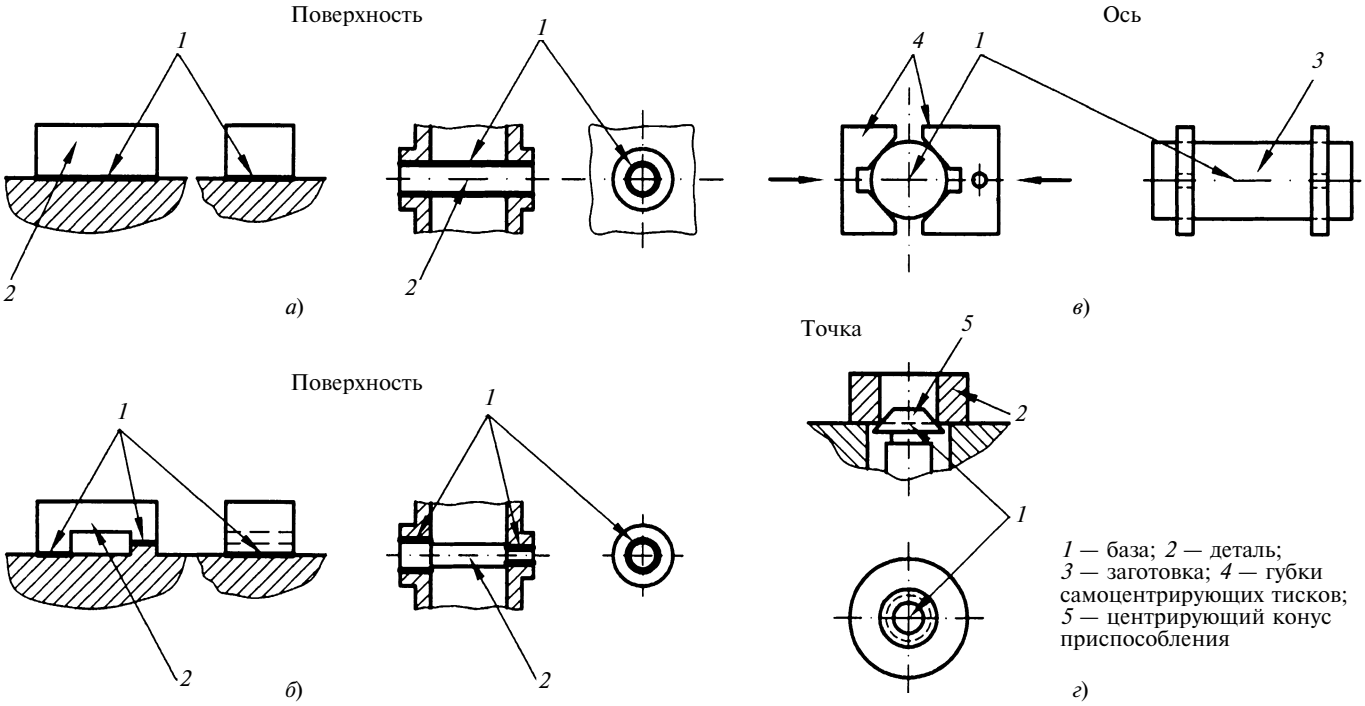


Рис. 1

ский процесс, а оси и точки их пересечения — это явные абстракции, они вообще не существуют в реальности. Жаль, что эти истины приходится сегодня доказывать, но давайте все же это сделаем.

Представим себе обтачивание отливки в виде длинной круглой болванки, для чего левый ее конец зажимается в патроне токарного станка, а правый — подпирается центром задней бабки (рис. 2). Говорить о какой-то оси этой заготовки, как и о конкретной форме последней, просто несерьезно. В данном случае реально мы имеем три базы: наружную поверхность левого конца заготовки, его торец и центровое отверстие на правом конце (от предыдущей операции). А оси пока нет, т. е. нет базы в виде оси (по стандарту). Только после обтачивания наружная поверхность станет цилиндрической и можно будет говорить о ее оси, но это уже не база, а результат выполненной операции, который к ее базированию не имеет никакого отношения. Ось же вновь полученной поверхности все равно остается абстракцией — это никак не материализованная ось центров станка, относительно которой в процессе обработки была сформирована эта цилиндрическая поверхность (сняли заготовку со станка — исчезла ось). Отсюда можно сделать весьма важный вывод: базами должны считаться не какие-то абстрактные и надуманные геометрические элементы внутри контура заготовки в виде воображаемых теоретических поверхностей, плоскостей, линий, точек, а только реальные конструктивные элементы внешнего ее контура: поверхности, грани, ребра, углы, выступы, выемки, кромки и т. д. Таким образом, базами на рис. 1, *в*, *г* являются: цилиндрическая поверхность заготовки (детали) на рис. 1, *в* (а не ось); окружность контакта отверстия (или торца) заготовки (детали) с центрирующим конусом приспособления на рис. 1, *г* (а не точка).

Следует отметить также недостаточно продуманную грамматическую структуру предложения, излагающего суть определения: в нем сочетанию поверхностей базы противопоставляется отдельно взятая ось, непонятно к чему относящаяся, и единственная точка, принадлежащая заготовке (на рис. 1, *г* эта точка *1* вовсе не принадлежит заготовке, а просто висит в воздухе).

Эти ошибки стандарта, по-видимому, и породили понятие "погрешность базирования". Кстати, о погрешности базирования (термин 9 стандарта). Определение этого термина как "отклонение фактически достигнутого положения заготовки или изделия при базировании от требуемого", по нашему мнению, нельзя считать правильным. Базирование — это процесс придания заготовке (изделию) устойчивого положения с помощью шести координат (трех перемещений и трех поворотов в выбранной системе координат), т. е. выбрали шесть опорных точек на заготовке или в ее пространстве — обеспечили ее устойчивость (неподвижность). Какая может быть здесь погрешность, если выбраны все шесть точек? Другое дело, если при базировании забыли выбрать одну опорную точку, но тогда это будет не погрешность базирования, а грубейшая ошибка самого процесса базирования. Но ведь есть еще понятие *установки* (термин 11), под которым должен пониматься, по нашему мнению, не процесс базирования и закрепления заготовки, как это сказано в стандарте, а результат базирования и закрепления заготовки в условиях самого технологического процесса. Даже в том случае, когда в технологическом процессе по причине отсутствия в нем каких-либо усилий, воздействующих на заготовку, закрепление не требуется (например при сушке окрашенной детали на подвеске в сушильной камере), смысл установки как состояния неподвижности заготовки в ходе технологического процесса все-таки остается. Вот понятие погрешности установки при базировании существует, и оно есть в стандарте (термин 12).

Термины 3 и 4. ***Проектная и действительная базы.*** Введение этих терминов в стандарт излишне, так как они узаконивают несоблюдение проектных условий базирования на практике, т. е. допускают нарушение производственно-технологической дисциплины.

Термин 5. ***Комплект баз.*** Определение этого термина — "совокупность трех баз, образующих систему координат заготовки или изделия" (рис. 3), в общем случае несостоятельно по следующим причинам:

оно входит в противоречие с определением термина "база": база — это совокупность (сочетание) поверхностей, а комплект баз — это совокупность трех баз (как же во всем этом разобраться: что первично, что во что входит, что важнее и т. д.?);

почему-то в определении указана "совокупность трех баз", хотя число баз в реальных условиях базирования может быть больше трех (например в условиях шлицевого соединения);

по-видимому, авторы имели в виду деталь в форме прямоугольной призмы, но тогда возникает вопрос о

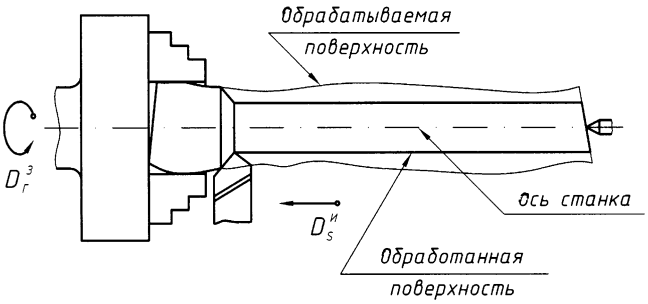
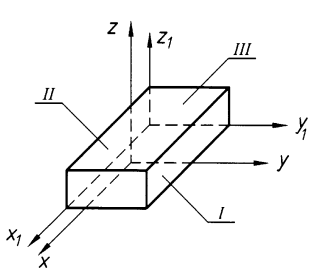
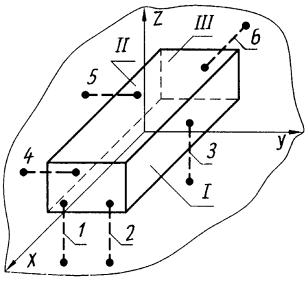


Рис. 2



I, *II*, *III* — базы детали

Рис. 3



I, *II*, *III* — базы детали
1–6 — двухсторонние связи

Рис. 4

том, какова степень общности их представлений о базировании;

почему-то система координат обусловливается деталью призматической формы и не указано, как поступить, если деталь имеет более сложную форму (например крюк грузоподъемного устройства, якорь судна, шар и т. д.);

непонятно, зачем понадобились две системы координат и каково их принципиальное различие.

Термин 6. ***Опорная точка.*** Представление опорной точки как "точки, символизирующей одну из связей заготовки или изделия с избранной системой координат" (рис. 4), также непонятно:

что означает слово "символизирующая"? До сих пор в стандарте о символизации ничего не было сказано;

что конкретно (в техническом смысле) имели в виду авторы под словом "связь"?

В примечании 1 к определению опорной точки сказано, что для обеспечения неподвижности заготовки или изделия в избранной системе координат на них необходимо наложить шесть двухсторонних геометрических связей. Непонятно, что такое "геометрическая связь", что означает слово "двухсторонняя" (ведь само слово "связь" предполагает двухсторонность отношений), почему на эскизе при термине "опорная точка" эти связи изображены отрезками с двумя точками на концах, какая из этих двух точек отрезка является опорной точкой (или весь отрезок с обеими точками?). Очевидно, что приведенный эскиз опорных точек явно неудачен — он вместо ясности наводит густой туман.

Из изложенного можно сделать вывод: важнейшее понятие опорной точки в стандарте не раскрыто.

Термин 7. ***Схема базирования.*** Определение этого термина как "схемы расположения опорных точек на базах заготовки или изделия", точнее само понятие с его символикой, плохо увязано с предыдущим, т. е. с самой опорной точкой. В предыдущем пункте дается определение опорной точки и приводится схема расположения на базах призматической заготовки всех опорных точек с их символами при полном базировании, т. е. схема базирования (по определению в данном пункте). Однако в самом данном пункте (термин 7) приводится совсем иная схема полного базирования этой же самой заготовки уже с другими символами опорных точек (без всяких двухсторонних связей). Как же тогда все это понимать?

Предложенное в термине 7 условное изображение опорных точек в виде значка (рис. 5) нельзя считать удачным по следующим причинам:

проекции значка не формируют его единый графический образ с использованием общеизвестных правил машиностроительного черчения, например вид сбоку и вид сверху на значок не соответствуют друг другу (рис. 5, *а*), т. е. остается неясной сама геометрическая фигура, которая представляет опорную точку;

при наложении в отдельных проекциях различных опорных точек друг на друга их значки сливаются в одну практически нераспознаваемую "паукообразную абракадабру" (рис. 5, *б*);

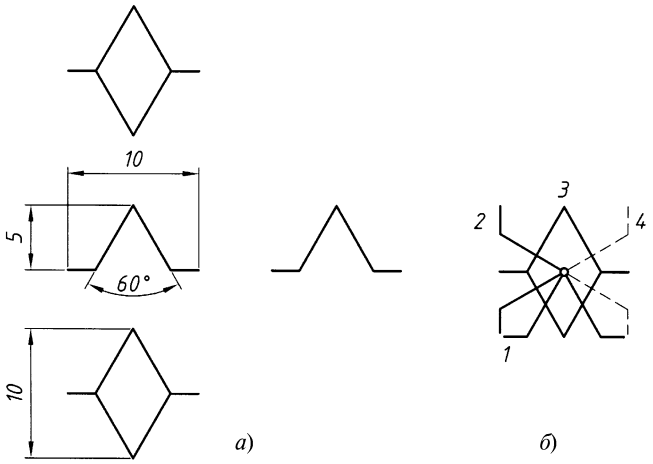


Рис. 5

при совпадении в одной точке эскиза нескольких проекций различных опорных точек не просматривается последовательность расположения опорных точек в общей их точке по глубине эскиза (в направлении, перпендикулярном к плоскости изображения) (см. рис. 5, *б*);

линейные размеры элементов значка жестко регламентированы, что крайне неудобно при масштабировании технологического эскиза (любое масштабирование автоматически приводит к нарушению этого стандарта);

данный значок задействован в другом более позднем стандарте [12] совершенно для других целей: для обозначения цилиндрических оправок и установочных поверхностей.

Вызывает недоумение и тот факт, что авторы стандарта при рассмотрении термина 7 ввели значок опорной точки, чем обязали всех инженеров страны им пользоваться, а сами вплоть до конца правовой части стандарта пренебрегли этим.

В разделе "Виды баз" (термины 18—24) авторы допустили ряд серьезных логических ошибок. Рассмотрим их более подробно. Сначала о подзаголовках "по лишаемым степеням свободы" и "по характеру проявления". Всем прекрасно понятно словосочетание "лишение свободы" (это тюрьма), а что такое "лишение степени свободы" (это домашний арест или расстрел?). Подзаголовок "по характеру проявления" вообще не имеет права на существование, поскольку, как было отмечено выше, скрытых баз не бывает (в машиностроении нет места мистике).

В определениях терминов 18÷22 видов баз по лишаемым степеням свободы (установочной, направляющей, опорной, двойной направляющей и двойной опорной) начальная часть определений "база, лишающая заготовку или изделие ... степеней свободы", стилистически неверна: база, являющаяся неотъемлемым элементом (частью) самой заготовки, не может лишать заготовку свободы (внутри заготовки нет двигателя, который мог бы осуществить процесс лишения ее свободы).

Эти определения вносят в логику базирования по сравнению с предыдущими определениями новый принцип базирования: по предыдущим определениям

суть базирования заключалась в наложении на заготовку (изделие) двухсторонних связей баз с координатными плоскостями (см. рис. 4), по рассматриваемому же определению она состоит в лишении заготовки перемещений вдоль и (или) вокруг координатных осей. А два принципа — это две расходящиеся дороги, по которым одновременно ехать невозможно. Кроме того, приведенные в стандарте определения этих баз логически громоздки: при идентификации баз в сложных реальных условиях базирования с использованием этих определений зачастую приходится проводить настоящее логическое исследование.

Наконец, о самых главных логических ошибках авторов стандарта. Рассмотрим простейшую ситуацию базирования призматической заготовки, для чего совместим приведенную в стандарте схему базирования при термине 7 (см. стандарт) с системой координат при терминах 18÷20 (см. там же). Результат этого совмещения приведен на рис. 6 (странно, что авторы сами не сделали этого совмещения). Основываясь на примечании 1 к термину 7 в стандарте о том, "что все опорные точки на схеме базирования ... нумеруют порядковыми номерами, начиная с базы, на которой располагается наибольшее количество опорных точек", и учитывая предусмотренную терминами 18÷20 последовательность лишения заготовки степеней свободы (что абсолютно правильно), можно утверждать, что опорная точка *1* (других же опорных точек пока нет) лишает заготовку не одной степени свободы, как предполагают авторы, а сразу трех — перемещения вдоль координатной оси *OZ* и поворотов вокруг осей *OX* и *OY* (см. рис. 6). Любая другая опорная точка (например точка *3*) также лишает заготовку трех (тех же) степеней свободы. В итоге получается, что шестью опорными точками по стандарту мы лишаем заготовку 18 степеней свободы (по три степени от каждой опорной точки). Но это же явный абсурд, их ведь всего шесть.

Таким образом, становится очевидно, что базовые установки стандарта не формируют в сознании специалистов в области машиностроения четкой и однозначной логики базирования. Стали появляться даже статьи (например [3]), в которых, попирая общеизвестные положения теоретической механики, декларируется необходимость использования в отдельных случаях базирования до 10 и более опорных точек (для лишения заготовки более 10 степеней свободы). В таких условиях не могут дать желаемых результатов ни построение на песчаном фундаменте обсуждаемого стандарта сложнейших теоретических конструкций [4—6, 8], ни плетение вокруг рассматриваемой проблемы густой словесной паутины [7], ни какие-то другие меры.

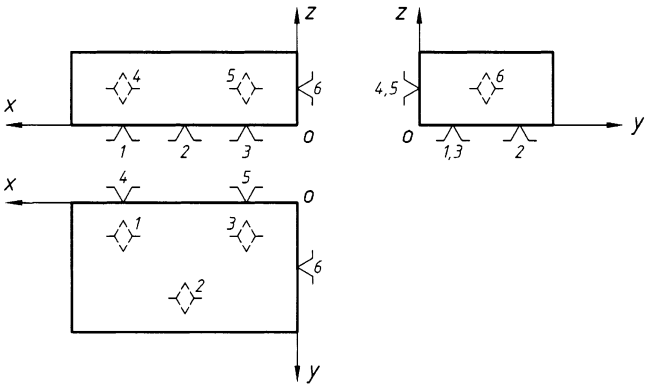


Рис. 6

Весьма значительным пробелом в существующей логике базирования является и то обстоятельство, что в сознании специалистов до сих пор нет еще четкого разделения двух принципиально разных понятий, связанных с базированием:

базирование как способ придания рассматриваемому объекту требуемого пространственного положения в системе координат технологического процесса;

схема базирования как условно-графическая иллюстрация этого способа.

Смешение этих понятий является серьезным препятствием для построения стройной логической основы базирования, что и заставляет автора более подробно остановиться на этом вопросе. Суть, значение и применимость этих понятий в разных сферах профессиональной деятельности специалистов машиностроения (в различных ситуациях базирования) различны, что зачастую приводит на практике (даже в ходе одного рассуждения) к незаметной подмене одного понятия другим, что еще больше запутывает проблему.

Рассмотрим данную ситуацию более подробно с учетом разных сфер профессиональной деятельности инженеров машиностроительного профиля. На рис. 7 представлены предполагаемые нами графики объективного соответствия (точнее несоответствия) значения процесса базирования в разных сферах (обозначены цифрами) профессиональной деятельности специалистов и необходимости использования схемы (графического изображения) этого базирования. Под цифрами подразумеваются следующие сферы профессиональной деятельности:

1) разработка конструкций объекта (машины, станка, режущего инструмента и т. д.) конструктором отдела главного конструктора завода;

2) разработка технологии изготовления детали объекта и конструкции технологической оснастки для нее одним работником малого предприятия (фирмы);

3) разработка технологии изготовления детали объекта в объединенном техническом отделе небольшого завода;

4) разработка технологии изготовления детали объекта в специализированном отделе главного технолога крупного завода;

5) преподавание технологии изготовления детали в учебном заведении.

Как видно из рис. 7, характеры изменения значения базирования и целесообразности использования схемы базирования с увеличением порядкового номера сферы профессиональной деятельности специалистов не только не совпадают, но и принципиально отличаются: с увеличением порядкового номера сферы деятельности уменьшается значение базирования и возрастает целесообразность применения схематизации базирования.

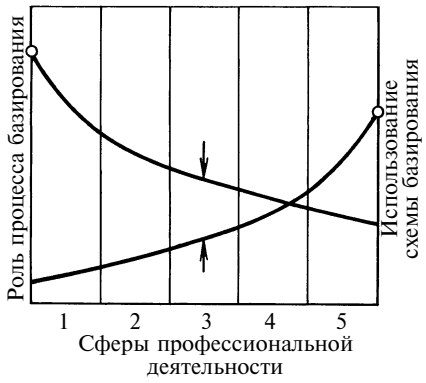


Рис. 7

Такая ситуация вполне логична и объясняется следующим образом.

Сфера 1. Конструктор ОГК машиностроительного завода, обеспечивая при проектировании объекта требуемое сопряжение одних деталей с другими, больше чем кто-либо из инженеров сталкивается с базированием. Однако ему не нужно рисовать схемы базирования — они "сидят" в его голове (в подсознании) и моментально реализуются им в конструкции объекта буквально несколькими движениями карандаша или мыши (при компьютерном проектировании) за исключением, может быть. отдельных наиболее сложных случаев. Если бы он рисовал схемы базирования каждой детали объекта, то за всю жизнь до пенсии смог бы спроектировать лишь какой-нибудь десяток объектов. В этой сфере деятельности роль базирования максимальна, а использование его схематизации близко к нулю.

Сфера 2. Инженер, работающий на малом предприятии (фирме), вынужден сам разрабатывать и технологию изготовления детали объекта, и конструкции станочных приспособлений, на которых предполагается ее изготовление. В этом случае ему также не нужно рисовать схемы базирования — достаточно иметь о них четкое представление в собственном сознании при проектировании технологической оснастки, ведь других таких специалистов на малом предприятии (фирме) просто нет, как нет и нормоконтролера. Таким образом, в этой сфере значение базирования падает, а необходимость его схематизации повышается.

Сфера 3. Технолог работает, как правило, в одном отделе с конструктором станочных приспособлений, возможно их столы стоят рядом. В этом случае изображение технологом схем базирования для всех операций необходимо для того, чтобы документально передать конструктору приспособлений собственное видение хода технологического процесса и ожидаемого им результата. Однако в силу работы технолога и конструктора в одном отделе возможны и устные согласования их точек зрения, что снижает проблематику процесса базирования и повышает значение и результат его схематизации.

Сфера 4. Работа технолога в специализированном (автономном) отделе ОГТ предприятия, а тем более в самостоятельной хозрасчетной технологической организации значительно повышает требования к нему. В данном случае важен не столько сам технологический процесс изготовления детали (он может быть любым по усмотрению технолога), сколько рекомендованные им способы (схемы) расположения заготовки (детали) в каждой разработанной операции для последующего проектирования конструкторами другого отдела (или другого предприятия) станочных приспособлений, т. е. схемы базирования. При возникновении производственного брака по вине оснастки ответственность за него в большей степени падает не на конструктора оснастки, а на технолога. Поэтому в данной сфере деятельности значение схематизации базирования повышается при некотором снижении значения самого базирования.

Сфера 5. В учебном процессе вуза (или техникума) нет технологической конкретики, т. е. отсутствует фактологическая определенность базирования (нет конкретных объектов, узлов, деталей, частных проблем и ответственностей), поэтому значение самого базирования как абстрактного понятия мало. Однако для формирования общей логики базирования в сознании обучающихся теоретические основы его схематизации приобретают первостепенное значение.

Все описанные выше особенности и отражены на рис. 7.

Таким образом, можно утверждать, что совершенствование логики базирования является весьма значительным средством повышения качества подготовки специалистов для машиностроения и эффективности самого производства в отрасли. Конкретные предложения по решению изложенных здесь проблем будут рассмотрены в последующих статьях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Новоселов Ю. А.** Анализ системы базирования в машиностроении // СТИН. 2006. № 10.

2. **ГОСТ 21495—76.** Базирование и базы в машиностроении. Термины и определения. М.: Изд-во стандартов, 1976. 36 с.

3. **Байор Б. Н.** О развитии методологии базирования // СТИН. 2000. № 3. С. 24—26.

4. **Украженко К. А.** Определение влияния геометрической точности соединений двойного базирования на их жесткость // Вестник машиностроения. 2006. № 1. С. 76—79.

5. **Абрамов Ф. Н.** О разработке терминологии базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2006. № 2. С. 67—72.

6. **Абрамов Ф. Н.** О классификации терминов базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2006. № 3. С. 56—61.

7. **Колыбенко Е. Н.** Системные знания теории базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2004. № 6. С. 58—62, № 8. С. 67—70.

8. **Абрамов Ф. Н.** Проблема базирования и баз в машиностроении (новый взгляд на проблему) // Технология ремонта машин и механизмов. Ремонт-98. Материалы междунар. конф., 9—11 июня 1998 г. Ч. 1. Киев: 1998. С. 2, 3.

9. **Лотте Д. С.** Основы построения научно-технической терминологии. М.: Изд-во АН СССР, 1961. 158 с.

10. **Как** работать над терминологией. Основы и методы. М.: Наука, 1968. 75 с.

11. **Современные** проблемы терминологии в науке и технике. М.: Наука, 1969. 159 с.

12. **ГОСТ 3.1107—81** (СТ СЭВ 1803—79). Опоры, зажимы и установочные устройства. Графические обозначения. М.: Изд-во стандартов. 1981.

УДК 658.5.012.2:658.152

Е. Н. ШЕСТЕРИКОВА (ОАО "Объединенные машиностроительные заводы (Группа Уралмаш-Ижора)")

Нормирование незавершенного производства на предприятиях тяжелого машиностроения с единичным и мелкосерийным выпуском

Проблема нормирования объемов незавершенного производства с целью оптимизации, повышения оборачиваемости оборотных средств в настоящее время очень актуальна для промышленных предприятий особенно в отрасли тяжелого машиностроения, где доля незавершенного производства в общем объеме запасов (товарно-материальных ценностей, незавершенного производства, готовой продукции) может составлять 50 % и более. Производство является основной и наиболее сложной стадией в операционном цикле подобных предприятий, поскольку они производят продукцию с высокой долей добавленной стоимости, которая характеризуется длительным производственным циклом и сложной многопередельной технологией производства. В конечном счете именно существующие условия функционирования производства формируют условия всех остальных процессов: цикл производства продукции определяет сроки отгрузки продукции заказчику и, соответственно, расчетов по ней, график закупки товарно-материальных ценностей и расчетов по ним. Сложность процесса производства в свою очередь обусловливает сложность организации процесса планирования производства и себестоимости. Высокую достоверность производственного планирования сложно обеспечить из-за неудовлетворительного состояния производственных мощностей. Значительный износ оборудования и отсутствие инвестиций в воспроизводство основных фондов в России за последние 15 лет приводит в настоящее время к частым поломкам оборудования, требующим длительного времени на ремонты, и соответственно к сбоям в производственной программе. Все это зачастую служит причиной срыва сроков поставок оборудования и образования излишних запасов незавершенного производства. В результате удлиняются производственный и операционный циклы и увеличивается объем иммобилизованных оборотных средств.

В связи с этим важное значение приобретает нормирование объемов незавершенного производства. На этом этапе выявляются основные взаимосвязи между объемами незавершенного производства и условиями, в которых работает предприятие: организацией процессов производства и производственного планирования, применяемой технологией, состоянием оборудования и пр. Нормированию незавершенного производства должны сопутствовать оптимизация бизнес-процесса производственного планирования, повышение его достоверности, а также совершенствование организации самого производственного процесса, которые в первую очередь влияют на объемы незавершенного производства. Однако нормирование может стать первым шагом в процессе оптимизации объемов незавершенного производства, так как с его помощью формируется модель определения величины незавершенного производства с входящими в нее заданными параметрами, установленными связями. В дальнейшем с оптимизацией основных процессов параметры будут меняться, и соответственно будет изменяться норматив. Кроме того, норматив незавершенного производства используется в системе бюджетного планирования предприятия.

В данной статье рассматривается методика нормирования незавершенного производства в ее традиционном [1—4] и модифицированном с учетом практических аспектов применения представлении, а также предлагаются подробные формулы и практические формы для расчета норматива и его составляющих, рекомендации по контролю исполнения норматива.

Прежде чем приступать к нормированию, необходимо ввести основные термины.

Под нормативом незавершенного производства (НЗП) понимается экономически обоснованная сумма денежных средств, иммобилизованных в виде НЗП в среднем в каждый момент времени в планируемом периоде при заданных (установленных в плане) объемах производства и продаж.

Норма НЗП в днях представляет собой экономически обоснованную длительность периода, в течение которого денежные средства иммобилизованы в форме НЗП (выражается в днях). Задачей управления оборотными средствами, иммобилизованными в НЗП, как раз и является сокращение нормы НЗП в днях, т. е. ускорение оборачиваемости средств. Основными факторами, влияющими на объем незавершенного производства, являются длительность производственного цикла

изделия, его себестоимость и характер нарастания затрат в процессе производства изделия, поэтому именно эти показатели используются при расчете норматива.

В традиционной методике нормирования НЗП, использовавшейся еще во времена плановой экономики и описанной во многих современных пособиях, рекомендациях и учебниках, норматив НЗП рассчитывается по следующей общей формуле:

$$Н_{НЗП} = \frac{1}{Д} \sum_{i=1}^{n} (С_{т.в\,i} K_{н.з\,i} T_{изд\,i}),$$

где Д — длительность планируемого периода, дни; $С_{т.в\,i}$ — себестоимость товарного выпуска (производственная) по i-му изделию, руб.; $K_{н.з\,i}$ — коэффициент нарастания затрат по i-му изделию; $T_{изд\,i}$ — длительность производственного цикла i-го изделия, дни.

Как можно заметить, в традиционной методике норматив рассчитывается на основе показателя товарного выпуска.

Пробный расчет по данной методике проводился в ОАО "Уралмашзавод". С учетом полученных результатов и наработок в традиционную методику были внесены коррективы. В измененной методике расчет предполагается осуществлять, исходя из валового выпуска. Напомним, что валовый выпуск (валовые затраты) представляет собой затраты на всю производимую в данный период продукцию. В отличие от товарного выпуска в валовый выпуск периода включается вся продукция, независимо от того, станет ли она готовой продукцией (т. е. будет ли она закончена) в этот период или нет. Показатель валового выпуска, на наш взгляд, более полно отражает затраты, которые планируются в данном периоде, что позволяет точнее определить норматив на плановый период. Соответственно и все другие показатели (коэффициент нарастания затрат, длительность производственного цикла) будут рассчитываться для валового выпуска. Рассмотрим данную методику подробнее.

Для того чтобы определить норматив НЗП на плановый период, необходима следующая исходная информация:

1) перечень продукции, включаемой в валовый выпуск планируемого периода;

2) производственная себестоимость продукции, включаемой в валовый выпуск планируемого периода;

3) циклы производства продукции валового выпуска в части, приходящейся на плановый период;

4) характер нарастания затрат по продукции, включенной в валовый выпуск планируемого периода.

Прежде чем перейти непосредственно к нормированию по измененной методике, необходимо определить следующие вспомогательные понятия:

продукция типа "запуск" — продукция, включенная в валовый выпуск планового периода, по которой запуск в производство осуществляется в плановом периоде, т. е. в периоде, для которого рассчитывается норматив;

продукция типа "незапуск" — продукция, включенная в валовый выпуск планового периода, по которой запуск в производство осуществляется в периоде, предшествующем плановому, т. е. на начало планового периода есть входящий остаток НЗП.

Расчет норматива НЗП можно разбить на пять этапов:

1. Деление изделий (контрактов) из общего плана валового выпуска на две категории: первая категория — дорогостоящая продукция (крупные контракты), составляющая в сумме 70 % валовых затрат по плану (по производственной себестоимости); вторая категория — оставшиеся изделия (контракты), составляющие 30 % валового выпуска по плану (по производственной себестоимости)[1]. В дальнейшем по *первой* категории будет проводиться подробный расчет норматива по каждому изделию, а по *второй* категории норматив будет рассчитываться суммарно для всей продукции, входящей в эту категорию.

2. Расчет по изделиям *первой* категории необходимых показателей: длительности цикла производства изделий (выполнения заказов), коэффициента нарастания затрат.

3. Определение остатка НЗП на начало планового периода по продукции *первой* категории, относящейся к типу "незапуск".

4. Расчет потребности в оборотных средствах в НЗП (норматива НЗП в стоимостных показателях) по каждому изделию *первой* категории и суммарного норматива по изделиям *первой* категории, а также общего норматива по изделиям *второй* категории.

5. Расчет сводного норматива НЗП по всем категориям продукции.

Расчет длительности производственного цикла продукции

Длительность цикла производства — период времени, необходимый для изготовления продукции, начиная от момента запуска материалов в производство до полного изготовления изделия, приемки его службой технического контроля и сдачи на склад готовой продукции. Длительность цикла изготовления изделия обычно состоит: из времени, затраченного на выполнение технологических операций и подготовительно-заключительных работ; времени для проведения испытаний; межоперационного и межцехового времени (пролеживания).

Величины технологического и подготовительно-заключительного времени и времени на проведение испытаний определяются на основании технологической документации и технологических условий на изготовление деталей. Продолжительность межоперационных и межцеховых пролеживаний, связанных с технологическими особенностями (например с временем ожидания готовности всех изделий в партии, временем комплектования), планируется на основании технологических ус-

[1] Данное деление вводится для сокращения объемов расчетов в соответствии с принципом В. Парето, суть которого заключается в том, что небольшая доля причин, вкладываемых средств или прилагаемых усилий отвечает за большую долю результатов. Парето предлагал использовать соотношение 80/20, т. е. считал, что 20 % усилий дают 80 % результата, а остальные 80 % усилий — лишь 20 % результата. Для сокращения объема расчетов в методике используется соотношение 70/30.

ловий изготовления, а связанных с существующей неэффективностью работы (например с несогласованностью работы смежных цехов или оборудования), планируется (в виде допустимого значения) на основании статистики за прошлые периоды.

Поскольку в валовый выпуск планового периода включается продукция типа "запуск" и типа "незапуск", то для определения норматива в расчет берется только та часть производственного цикла продукции, которая приходится на плановый период. Для этого сначала необходимо рассчитать общую длительность $T_{изд}$ производственного цикла по каждому изделию, а затем на основании планируемой даты выпуска изделия (окончания производства) определить длительность $T_{изд.план}$ цикла в плановом периоде. Общая длительность производственного цикла на предприятии обычно рассчитывается службами планирования и передается в экономические службы для расчета норматива. Если общая длительность цикла производства рассчитана в рабочих днях, то для пересчета его в календарные дни используют коэффициент пересчета, который представляет собой отношение числа календарных дней к числу рабочих дней. Например, при пятидневной рабочей неделе этот коэффициент будет $365/(365 - 52 \cdot 2) = 1{,}4$. Тогда длительность цикла производства (в календарных днях) $T_{изд.кал} = 1{,}4 T_{изд.раб}$.

Если фактор загрузки мощностей не является определяющим, то для упрощения расчетов общую длительность цикла производства можно определять по изделиям-представителям конструктивно-технологически подобных групп изделий. Для этого изделия группируют в конструктивно-технологически подобные группы. Признаками такого группирования могут служить: назначение изделия, его масса, состав узлов и деталей, трудоемкость и себестоимость изготовления, длительность цикла производства и т. п. В качестве типового представителя, наиболее полно характеризующего группу, выбирается изделие, трудоемкость и себестоимость изготовления которого близки к средним значениям для данной группы.

Для всех остальных изделий, входящих в данные группы, общий цикл определяется путем корректировки длительности цикла соответствующего изделия-представителя на коэффициент приведения по формуле

$$T_{изд n_i} = T_{изд\text{-}п_i} k_{пр n_i},$$

где $T_{изд n_i}$ — длительность цикла изготовления n-го изделия i-й конструктивно-технологически подобной группы, дни; $T_{изд\text{-}п_i}$ — длительность цикла изготовления изделия-представителя i-й конструктивно-технологически подобной группы, дни; $k_{пр n_i}$ — коэффициент приведения n-го изделия i-й конструктивно-технологически подобной группы к изделию-представителю данной группы.

Коэффициент приведения представляет собой отношение трудоемкости изделия, входящего в конструктивно-технологически подобную группу, к трудоемкости изделия-представителя данной группы и определяется по формуле

$$k_{пр n_i} = \tau_{изд n_i} / \tau_{изд\text{-}п_i},$$

где $\tau_{изд n_i}$ — нормативная технологическая трудоемкость изготовления n-го изделия i-й конструктивно-технологически подобной группы, ч; $\tau_{изд\text{-}п_i}$ — нормативная технологическая трудоемкость изготовления изделия-представителя i-й конструктивно-технологически подобной группы, ч.

Коэффициент приведения рассчитывается по каждому наименованию изделия.

Для определения части цикла, приходящейся на плановый период ($T_{изд.план}$), можно воспользоваться следующим алгоритмом:

для продукции типа "незапуск":

1) если выпуск изделия планируется ранее даты окончания планового периода (т. е. дата выпуска находится в пределах планируемого периода), то длительность цикла, приходящаяся на плановый период, рассчитывается как разница между датой выпуска и датой начала планового периода;

2) если выпуск продукции планируется позднее даты окончания планируемого периода, то длительность цикла, приходящаяся на плановый период, принимается в размере длительности планового периода;

для продукции типа "запуск":

1) если выпуск изделия планируется ранее даты окончания планового периода, то длительность цикла, приходящаяся на плановый период, принимается в размере полной длительности цикла изготовления изделия;

2) если выпуск изделия планируется позднее даты окончания планового периода, то длительность цикла, приходящаяся на плановый период, рассчитывается как разница между датой окончания планового периода и датой запуска изделия в производство. При этом дата запуска изделия определяется как разница между датой выпуска и общей длительностью цикла изготовления.

В целом этот алгоритм можно выразить в виде табл. 1, где $Д_в$ — дата выпуска изделия (окончания производства); $Д_з = Д_в - T_{изд}$ — дата запуска изделия в производство; $Д_{н.п}$, $Д_{к.п}$ — даты начала и конца планового периода; $T_{изд}$, $T_{изд.план}$ — общая и приходящаяся на плановый период длительности цикла изготовления изделия, календарные дни.

Таблица 1

Алгоритм расчета длительности цикла изделия планового периода

Тип продукции	Условие, налагаемое на $Д_в$	Расчет $T_{изд.\ план}$
"Незапуск"	$Д_в < Д_{к.п}$ $Д_в > Д_{к.п}$	$Д_в - Д_{н.п}$ $Д_{к.п} - Д_{н.п}$
"Запуск"	$Д_в < Д_{к.п}$ $Д_в > Д_{к.п}$	$T_{изд}$ $Д_{к.п} - Д_з$

Расчет коэффициента нарастания затрат

Коэффициент нарастания затрат — относительная величина, отражающая степень вовлечения в производственный процесс материальных, трудовых, энергетических и других ресурсов производства, а именно — длительность пребывания различных затрат в цикле производства изделия. Коэффициент нарастания затрат показывает разрыв между рассчитанной длительностью цикла производства изделия и той его частью, которая получается в результате вовлечения затрат в производство не сразу (в первый день цикла), а постепенно, по мере изготовления изделия. В качестве примера можно привести изделие *А*, длительность производства которого составляет 6 мес., производственная себестоимость — 100 руб. Если рассчитывать объем НЗП по этому изделию в течение цикла его производства, то в течение 6 мес. в виде НЗП будут иммобилизованы не 100 руб., а меньше. Это происходит из-за того, что затраты нарастают постепенно, а не единовременно, поэтому в среднем в течение 6 мес. в НЗП будет иммобилизовано не 100 руб., а, например, 60 руб., если коэффициент нарастания затрат будет 0,6.

Коэффициент нарастания затрат также отражает характер нарастания затрат в НЗП.

В общем виде коэффициент $K_{н.з}$ нарастания затрат может быть рассчитан как отношение суммы произведения затрат, вовлеченных в производство на протяжении цикла, на длительность нахождения этих затрат в производстве к произведению всей длительности цикла производства на суммарный объем затрат на изготовление данного изделия ($K_{н.з} \leqslant 1$), т. е. в виде следующей общей формулы:

$$K_{н.з} = \sum_{j=1}^{n} (З_j n_j) / \left(T_{изд} \sum_{j=1}^{n} З_j \right),$$

где $З_j$ — объем затрат, вовлеченных в производство изделия в j-й период цикла производства; n_j — длительность j-го периода нахождения затрат в производстве от момента вложения до конца цикла производства изделия; $T_{изд}$ — длительность цикла производства изделия; $\sum_{j=1}^{n} З_j$ — общий объем затрат, вовлеченный в производство на протяжении всего цикла производства изделия.

Поскольку при определении норматива используются валовый выпуск и длительность цикла, приходящаяся на плановый период, то при определении коэффициента нарастания затрат также необходимо брать в расчет только затраты, приходящиеся на плановый период, т. е. без учета затрат, понесенных по изделию в период, предшествовавший плановому, и затрат, которые планируется понести в период, следующий за плановым. Таким образом, мы получим коэффициент $K_{н.з.план}$ нарастания затрат планового периода.

В процессе производства изделия затраты могут нарастать равномерно и неравномерно, что дает возможность использования специальных формул для расчета коэффициента нарастания затрат.

Равномерным считается такое нарастание затрат, когда единовременные затраты осуществляются в начале процесса производства в плановом периоде (например в виде запуска сырья и материалов в производство для дальнейшей их обработки), а остальные затраты планового периода нарастают *равномерно* по мере готовности продукта (обычно это заработная плата, электроэнергия, амортизация и пр.). При равномерном нарастании затрат коэффициент $K_{н.з.план}$ может быть рассчитан по специальной формуле

$$K_{н.з.план} = (M + 0{,}5P)/C,$$

где M — единовременные затраты в начале производственного процесса в плановом периоде, руб. (в большинстве случаев к таким затратам относятся затраты на сырье и материалы, запускаемые в производство; размер единовременных затрат определяется по смете затрат на производство); P — остальные затраты, равномерно производимые по мере готовности изделия, руб.; C — общий объем затрат на изготовление данного изделия (плановая себестоимость продукции по смете затрат на производство, равная $M + P$, руб.).

Неравномерным считается такое нарастание затрат, когда все последующие затраты планового периода, кроме единовременных, нарастают *неравномерно*. Допустим, в процессе изготовления какого-либо изделия используются покупные полуфабрикаты, которые вступают в процесс производства в середине или в конце цикла производства, приходящегося на плановый период (например при общей сборке). Для расчета коэффициента нарастания затрат в данном случае длительность цикла производства изделия, приходящаяся на плановый период, делится на последовательные этапы и на каждом этапе определяется объем затрат. В качестве этапов могут приниматься последовательные технологические стадии, фазы, переделы, процессы. Затраты каждого этапа разбиваются на единовременные и остальные (нарастающие равномерно на каждом этапе). Коэффициент нарастания затрат может быть рассчитан по специальной формуле

$$K_{н.з.план} = \frac{\sum_{j=1}^{n} [(M_j + 0{,}5P_j)k_j + (M_j + P_j)n_j]}{T_{изд.план} \sum_{j=1}^{n} (M_j + P_j)},$$

где M_j — единовременные затраты, осуществляемые на j-м этапе цикла производства изделия, руб.; P_j — затраты на j-м этапе цикла производства, нарастающие равномерно, руб.; k_j — длительность j-го этапа, дни; n_j — длительность j-го периода нахождения затрат в производстве от конца j-го этапа до конца цикла производства изделия, дни; $T_{изд.план}$ — длительность цикла производства изделия, приходящаяся на плановый период, дни; $\sum_{j=1}^{n} (M_j + P_j)$ — общий объем затрат на изготовле-

ние данного изделия в плановом периоде (по производственной себестоимости), руб.

Длительность периодов нахождения затрат в производстве от конца j-го этапа их вложения до конца цикла производства изделия, приходящегося на плановый период, определяется как разница между длительностью цикла производства и номером последнего дня j-го этапа вложения каких-либо затрат в производство:

$$n_j = (T_{\text{изд.план}} - \text{Д}_j),$$

где Д_j — номер последнего дня j-го этапа вложения затрат (отсчитывается от начала цикла производства изделия в плановом периоде).

Обычно в единичном и мелкосерийном производстве затраты нарастают неравномерно, поэтому необходимо воспользоваться соответствующей формулой для расчета коэффициента нарастания затрат, пример расчета которого по изделию приведен в табл. 2.

Сводный норматив НЗП по всей продукции, включенной в валовый выпуск планового периода, рассчитывается по формуле

$$\text{Н}_{\text{НЗП}} = \text{Н}^1_{\text{НЗП}} + \text{Н}^2_{\text{НЗП}},$$

где $\text{Н}^1_{\text{НЗП}}$ — норматив НЗП по изделиям *первой* категории; $\text{Н}^2_{\text{НЗП}}$ — норматив НЗП по изделиям *второй* категории.

Норматив НЗП по изделиям *первой* категории рассчитывается по формуле

$$\text{Н}^1_{\text{НЗП}} = \frac{1}{\text{Д}}\left[\sum_{i=1}^{n}(\text{С}^1_{\text{в.в}i}\, K^1_{\text{н.з.план}i}\, T^1_{\text{изд.план}i}) + \right.$$

$$\left. + \sum_{j=1}^{m}(\text{НЗП}^{1\text{"нз"}}_{\text{н.п}i}\, T^{1\text{"нз"}}_{\text{изд.план}i})\right],$$

где Д — число календарных дней в плановом периоде; n — число изделий (контрактов) *первой* категории; $\text{С}^1_{\text{в.в}i}$ — себестоимость (производственная) валового выпуска i-го изделия *первой* категории в плановом периоде, руб.; $K^1_{\text{н.з.план}}$ — коэффициент нарастания затрат в плановом периоде (по валовому выпуску) по i-му изделию *первой* категории; $T^1_{\text{изд.план}i}$ — длительность производства i-го изделия *первой* категории, приходящаяся на плановый период, календарные дни; m — число изделий (контрактов) *первой* категории, относящихся к типу "незапуск"; $\text{НЗП}^{1\text{"нз"}}_{\text{н.п}j}$ — остаток незавершенного производства на начало планового периода по j-му изделию типа "незапуск" *первой* категории, руб.; $T^{1\text{"нз"}}_{\text{изд.план}j}$ — длительность производства j-го изделия типа "незапуск" *первой* категории, приходящаяся на плановый период, календарные дни.

Таблица 2

Расчет коэффициента нарастания затрат по изделию*[1]

Номер этапа	Название этапа (стадии, фазы, передела, процесса)	Длительность этапа, дни	Длительность периодов нахождения осуществленных затрат в производстве от конца этапа до конца производственного цикла в плановый период*[2], дни	Затраты на этапе, тыс. руб.				Разовые равномерно нарастающие затраты, взвешенные по длительности пребывания в цикле	Коэффициент нарастания затрат планового периода
				Разовые (например, сырье, материалы, полуфабрикаты)	Прочие (равномерно нарастающие)	Итого	Средние прочие (50 % прочих)		
1	2	3	4	5	6	7	8	9*[3]	10
1	Заготовительная	2	83	9100	370	9470	185	804 580	—
2	Обработка	23	60	0	2160	2160	1080	154 440	—
3	Монтаж	9	51	80	650	730	325	40 875	—
4	Сборка узлов	19	32	130	1710	1840	855	77 595	—
5	Технологический перерыв	10	22	0	0	0	0	0	—
6	Общая сборка	12	10	50	870	920	435	15 020	—
7	Испытания, комплектация, упаковка	4	6	370	290	660	145	6020	—
8	Межцеховые перерывы	6	0	0	0	0	0	0	—
	Итого	**85**	—	**9730**	**6050**	**15 780**	**3025**	**1 098 530**	**0,82*[4]**

*[1] В данном случае производство изделия и затраты по нему осуществляются в полном объеме в плановый период; если затраты по производству изделия частично осуществляются за пределами планового периода, то в расчет принимаются только затраты, приходящиеся на плановый период.

*[2] Делается допущение, что затраты на каждом этапе осуществляются в начале первого дня этапа.

*[3] Расчет значений графы 9: (гр.5 + гр.8) × гр.3 + гр.7 × гр.4.

*[4] Расчет значения: гр.9/(гр.3 × гр.7).

Таблица 3

Расчет норматива незавершенного производства

Изделия	Валовый выпуск в планируемом периоде*1 (по производственной себестоимости)			Остаток НЗП на начало планового периода		Длительность цикла производства, приходящаяся на плановый период, кал. дни	Коэффициент нарастания затрат в плановом периоде	Норма НЗП*3 в плановом периоде по изделиям второй категории, дни	Норматив оборотных средств в НЗП, тыс. руб.	Норма НЗП в плановый период по изделиям всех категорий, дни
	Всего		Однодневный, тыс. руб.							
	т	тыс. руб.		т	тыс. руб.					
1	2	3	4*2	5	6	7	8	9	10*4	11*5
Первой категории (70 %):										
А	20	250 010	685	10	125 000	120	0,69	—	56 715	83
Б	100	240 060	658	0	0	150	0,68	—	118 455	180
В	50	167 000	458	10	34 000	150	0,73	—	168 456	368
Г	10	122 200	335	0	0	85	0,82	—	23 335	70
Д	10	101 200	277	0	0	100	0,69	—	28 446	103
Е	10	77 900	213	0	0	75	0,7	—	11 205	53
Ж	5	72 350	198	20	288 000	90	0,61	—	10 882	55
	Итого	**1 030 720**	**2824**	**—**	**—**	**120**	**0,70**	**—**	**417 494**	**148**
Второй категории (30 %)		441 700	1210	—	—	—	—	70	84 710	70
	Всего	**1 472 420**	**4034**	**—**	**—**	**—**	**—**	**70**	**502 204**	**124**

*1 В данном случае год.
*2 Расчет значений графы 4: гр.3/365.
*3 Устанавливается как целевой период оборачиваемости.
*4 Расчет значений графы 10: для продукции категории 1: гр. 4 × гр. 7 × гр. 8 + гр. 6 × гр. 7/365; для продукции категории 2: гр. 4 × гр. 9.
*5 Расчет значений графы 11: гр. 10/гр. 4.

В свою очередь норматив по изделиям *второй* категории рассчитывается по формуле

$$Н^2_{НЗП} = \frac{1}{Д} Н^2_д C^2_{в.в},$$

где Д — число календарных дней в плановом периоде; $Н^2_д$ — общая норма по изделиям *второй* категории в плановом периоде, календарные дни; $C^2_{в.в}$ — себестоимость (производственная) валового выпуска изделий *второй* категории в плановый период, руб., рассчитывается как разность между общей величиной валового выпуска по плану и валовым выпуском по изделиям *первой* категории.

В качестве общей нормы в днях может устанавливаться целевое значение периода оборачиваемости НЗП в среднем по данной продукции.

Пример формы для расчета норматива НЗП на плановый период представлен в табл. 3.

Уточнение норматива и контроль исполнения норматива

Рассчитанный норматив НЗП на плановый период может уточняться, так как изменение объема производства и продаж, структуры объема производства, технической и технологической структуры производства, циклов производства продукции и пр. может повлечь за собой изменение фактических объемов НЗП. В связи с этим следует определиться с периодичностью пересмотра норм в днях и нормативов по НЗП, который следует осуществлять в соответствии с порядком уточнения информации, установленным на предприятии в рамках бюджетного планирования (можно один раз в полгода или ежеквартально).

Исполнение установленного на плановый период норматива необходимо отслеживать в оперативном порядке. Контроль исполнения норматива внутри планового периода можно проводить, сравнивая плановый средний период оборачиваемости НЗП с фактическим за рассматриваемый период.

Средний плановый период оборачиваемости $Н_{д.план}$ (норма НЗП в днях) рассчитывается по формуле

$$Н_{д.план} = \frac{Н^1_{НЗП} + Н^2_{НЗП}}{C_{в.в}/Д},$$

где $Н^1_{НЗП}$ — норматив НЗП на плановый период, рас-

Таблица 4

Расчет среднего планового периода оборачиваемости

Установленный на плановый период сводный норматив НЗП, тыс. руб.	Валовые затраты в плановом периоде, тыс. руб.	Длительность планового периода*1, кал. дни	Средний период оборачиваемости, дни
1	2	3	4*2
502 204	1 472 420	365	124

*1 В примере рассматривается период, равный году.
*2 Расчет значения графы 4: гр. 1/(гр. 2/гр. 3).

Таблица 5

Контроль исполнения среднего периода оборачиваемости

Показатель	Значение показателя												
	План 2006 г.	в 1 кв. 2006 г.				...	в 4 кв. 2006 г.				Итого за 2006 г.		
		Фактическое		Отклонение	Сравнение с допустимым отклонением		Фактическое*		Отклонение	Сравнение с допустимым отклонением	Фактический*	Отклонение	Сравнение с допустимым отклонением
		на начало квартала	на конец квартала				на начало квартала	на конец квартала					
НЗП, тыс. руб.	—	700 000	750 000	—	—		650 000	600 000	—	—	700 000	—	—
Затраты на производство продукции за период, тыс. руб.	—	350 000		—	—		450 000		—	—	1 700 000	—	—
Период оборачиваемости, дни	124	191		53 %	Норматив не выполнен		128		3 %	Норматив выполнен	150	21 %	Норматив выполнен

* Фактическое значение НЗП определяется по формуле для средней хронологической величины: $(НЗП_{01.01}/2 + НЗП_{01.04} + НЗП_{01.07} + НЗП_{01.10} + НЗП_{01.01}/2)/4$.

считанный для продукции *первой* категории; $Н^2_{НЗП}$ — норматив НЗП на плановый период, рассчитанный для продукции *второй* категории; $С_{в.в}$ — валовый выпуск в плановый период; Д — число календарных дней в плановом периоде.

Возможная форма расчета представлена в табл. 4.

Фактически период оборачиваемости рассчитывается по формуле

$$Н_{д.факт} = \frac{(НЗП_{н.п} + НЗП_{к.п})0,5}{С_{в.в}/Д},$$

где $НЗП_{н.п}$, $НЗП_{к.п}$ — фактические значения НЗП на начало и конец рассматриваемого периода; $С_{в.в}$ — фактический валовый выпуск в рассматриваемый период; Д — число календарных дней в рассматриваемом периоде.

Внутри планового периода, на который рассчитан норматив, период оборачиваемости НЗП должен поддерживаться на определенном, близком к среднему значению уровне. На предприятии должно устанавливаться допустимое отклонение в процентах фактического периода оборачиваемости от среднего. В пределах данного отклонения норматив будет считаться выполненным.

Таким образом, на плановый период будут устанавливаться средний период оборачиваемости и допустимое отклонение от среднего.

Рассмотрим пример контроля исполнения норматива, условия которого таковы:

средний период оборачиваемости на плановый период (норма, например, на 2006 г.), дни 124

допустимое отклонение от среднего, % 25

Возможная форма контроля исполнения среднего периода оборачиваемости при допустимом отклонении приведена в табл. 5.

Заключение

Изложенная выше методика нормирования и контроля исполнения нормативов позволяет определить средний обоснованный уровень оборотных средств, иммобилизованных в виде незавершенного производства, исходя из планируемых объемов и условий производства, а также отслеживать исполнение норматива в плановом периоде. Анализ причин отклонений фактического НЗП от нормативного свыше допустимого значения позволяет определить критические факторы, влияющие на величину незавершенного производства. Это могут быть недостатки процесса производственного планирования, процесса производства, неудовлетворительное состояние мощностей и пр. Для недопущения повторных отклонений от норматива необходимо реализовывать мероприятия по устранению данных недостатков, формализации и оптимизации бизнес-процессов на предприятии, что в свою очередь будет способствовать сокращению объемов незавершенного производства и ускорению оборачиваемости оборотных средств.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бобылева А. З.** Финансовые управленческие технологии. М.: Инфра-М, 2004.
2. **Нормирование** оборотных средств предприятия: практическое пособие. М.: Финансы, 1967.
3. **Практическое** пособие по нормированию оборотных средств на промышленных предприятиях / А. Б. Аскеров, А. Д. Денисов и др. Екатеринбург: Изд-во АМБ, 2003.
4. **Типовая** методика нормирования и планирования материалов в НЗП машиностроения с применением ЭВМ. Киев: Украинский филиал НИИПиН, 1973.

УДК 65.011.56

Г. С. ФИЛИН, канд. экон. наук (Самарский государственный аэрокосмический университет им. С. П. Королева)

Планирование производства группы сложных изделий машиностроения с определением календарных дат "опережений" их отдельных сборочных единиц

Оперативное планирование машиностроительного производства — актуальная задача, ее решение сегодня — это обеспечение конкурентоспособности в текущий момент времени. Ключ к решению проблемы — применение новых технологий планирования, которое для части вопросов обеспечивает программный комплекс (ПК) "Расписание".

Расчеты с применением ПК "Расписание" позволяют получать целый ряд параметров производственного процесса во времени для группы (множества) изделий, которые иными методами получить невозможно. Все параметры следуют из оптимального календарного плана, в первую очередь — календарные даты "опережений" отдельных операций, календарные даты начал и окончаний всех операций и главной сборки каждого изделия, учтенного в расчете. Оперативное планирование с применением ПК "Расписание" — это новая высокоэффективная технология планирования производства.

Operational planning of machine production is a topic question. Nowadays to solve it means to ensure competitiveness at current situation. The problem lead is in new planning methods application; partially the "Schedule" software may solve it.

Computations with the "Schedule" application enables to obtain a number of production process time parameters for a group of wares, it is impossible to obtain the data otherwise. All the parameters follow from the optimal planned schedule, and first of all various dates of item leading, commencement and expiry dates of all operations and general assembly for each product, taken into consideration. Operational planning with the aid of the "Schedule" software is a new highly effective method of production planning.

Календарное планирование производства является одним из экономических инструментов менеджмента. Оно реализуется в основном без инвестиционных затрат и позволяет за счет упорядочения последовательности работ получить значимый экономический эффект. Одним из главных результатов календарного планирования машиностроительного производства является определение "опережения", под которым подразумевается число дней от запуска детали сборочной единицы (ДСЕ) в производство до последнего дня (включительно) изготовления изделия в целом. Например, "опережение" детали Д8 (рис. 1) составит М + СЕ2 + Д8 = = 5 + 2 + 4 = 11 дней [1]. Для расчета "опережений" используются циклограммы производства изделия. При расчете "опережений" для сложных в технологическом отношении изделий необходимо разработать технологическую схему сборки, которая при дополнении ее параметрами продолжительности сборки ДСЕ модифицируется в календарный график.

Одним из первых к проблеме представления последовательности сборки целого объекта при календарном планировании обратился К. Г. Тетевосов [2]. Для сложных изделий машиностроения он предложил разрабатывать календарный план (рис. 2), в котором сначала проектируется и рассчитывается слева направо топология главной сборки, а потом справа налево — топология сборки элементов более низкого порядка (узлов и деталей). В верхней части рис. 2 помещен календарный план главной сборки изделия, начало каждого k-го этапа которой определяет сроки выпуска (окончания производства) соответствующих узлов $\lambda_{узл}$. Начало сборки узла ("опережение") равно сроку окончания его сборки за вычетом продолжительности сборки узла. "Опережение" указывает крайний срок подачи всего комплекта готовых деталей ($\lambda_{дет}$), необходимых для сборки узла. Определив временные параметры для всех элементов изделия, строят календарный график (см. рис. 2) и определяют параметры "опережений" для всех ДСЕ, т. е. самые крайние сроки начала производства ДСЕ, обеспечивающие непрерывную сборку изделия.

В данной ситуации "опережения" определяются в днях. Однако более важным для планирования реаль-

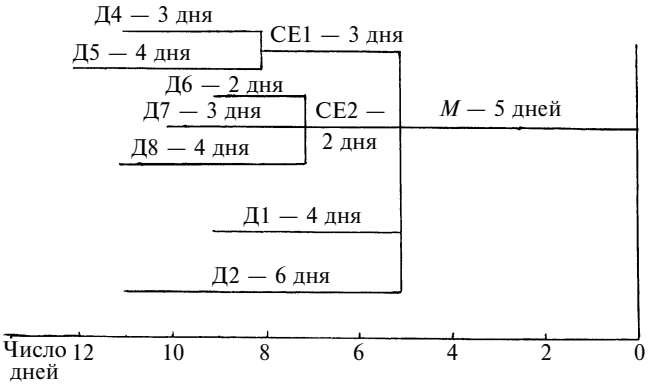


Рис. 1. Циклограмма изготовления изделия [1]

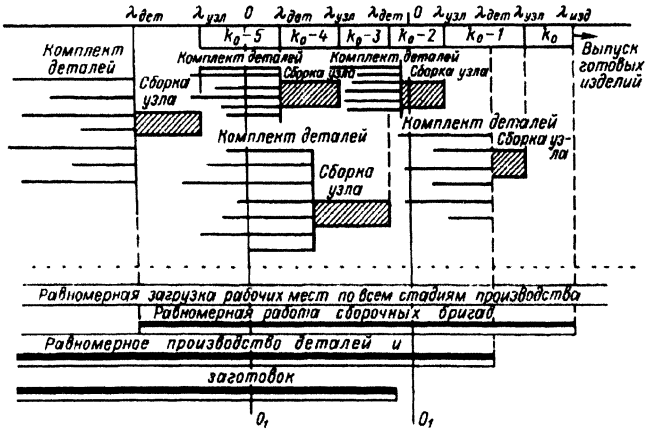


Рис. 2. Схема календарного плана производства изделия:
$\lambda_{изд}$, $\lambda_{узл}$ — крайние сроки соответственно выпуска готовых деталей и подачи узла на главную сборку; k_0 — номер операции или этапа главной сборки изделия [2]

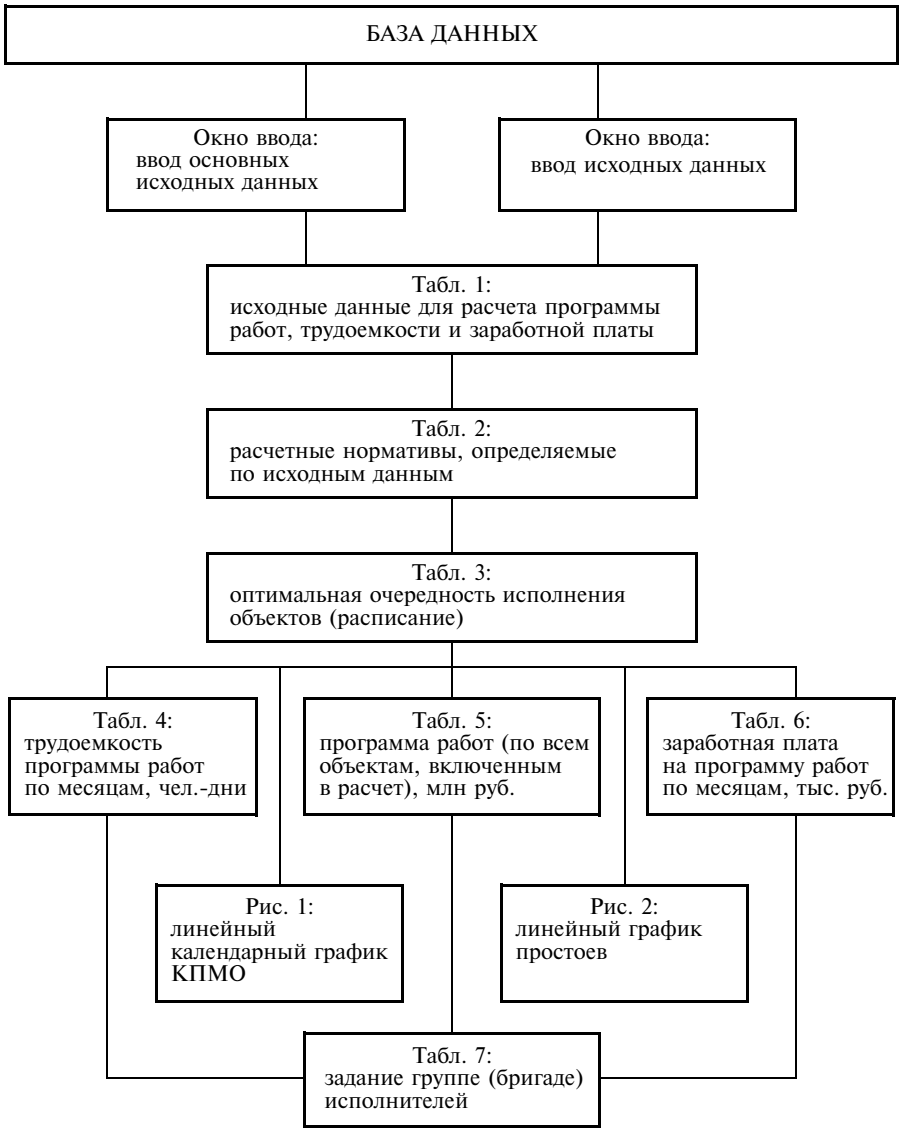


Рис. 3. Принципиальная схема системы оперативного календарного планирования

ного производства было бы определение календарных дат "опережений", но для этого необходимо точно знать дату окончания сборки изделия, что невозможно при длительности цикла в несколько месяцев и при производстве на предприятии сразу группы изделий. В этом случае необходимо учитывать возникающие технологические, организационные и другие взаимосвязи.

Для планирования, управления и контроля сборки группы изделий с учетом их организационных взаимосвязей под научным руководством автора разработана "система оперативного календарного планирования" (СОКП) — система управления и контроля производства группы изделий. Разработан соответствующий программный продукт: «Программный комплекс "Расписание" управления производством группы объектов» (ПК "Расписание"). Принципиальная схема СОКП представлена на рис. 3. Модель производства группы изделий представляется в виде календарного плана множества объектов (КПМО). На рис. 4 представлена модель КПМО для четырех изделий, календарный план производства каждого изделия представлен первым уровнем — главной сборкой. При назначении этапам главной сборки временны́х параметров и отношений порядка КПМО превращается в ориентированный граф (см. рис. 4), подобный известному сетевому графику. Однако между ними имеются существенные различия. Для КПМО автором разработаны отношения порядка и методика его расчета, которые формализованы в названном программном продукте. Главное достоинство ПК "Расписание" состоит в том, что он позволяет моделировать на компьютере ситуации, в том числе с учетом фактической готовности изделий [3—6].

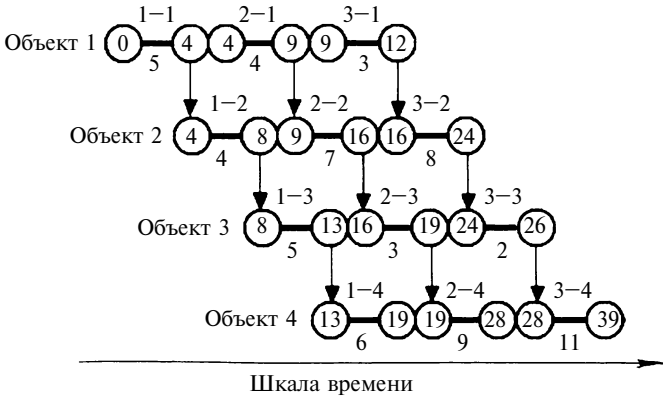


Рис. 4. Календарный план производства множества (группы) объектов в форме ориентированного графа

Максимальная адекватность КПМО достигается разработкой специалистами-технологами по заданию высшего менеджмента топологии производства объекта (ТПО) с максимально возможной детальной его дифференциацией. Топология изделия (объекта) — это тщательно разработанное технологической службой фирмы-изготовителя графическое изображение последовательности сборки (монтажа) изделия, учитывающее конструктивные, технологические и организационные ограничения, позволяющие совмещать этапы сборки и моделировать продолжительность сборки отдельных частей и изделия в целом с целью минимизации общей продолжительности производства всех изделий КПМО и сокращения объема незавершенного производства.

На рис. 5, 6 и в табл. 1 представлена топология отдельного серийного изделия (самолета) и его главной сборки (одноуровневая топология).

Согласно схеме на рис. 5, агрегаты — укрупненные сборочные единицы. При нахождении изделия на ста-

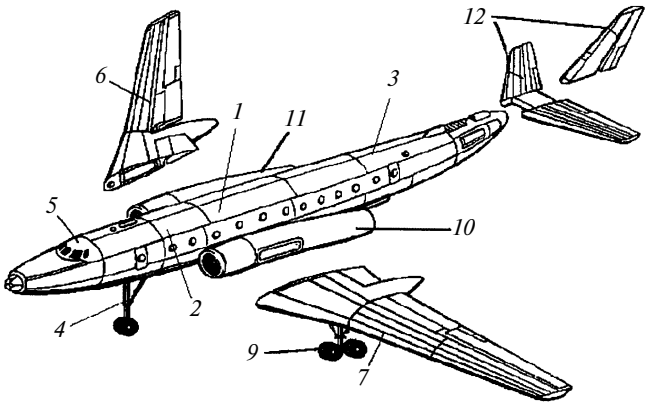


Рис. 5. Схема главной (агрегатной) сборки самолета:
1 — блок средних секций (БСС); *2* — блок задних секций (БЗС); *3* — блок передних секций (БПС); *4* — шасси (передняя стойка) (ПСШ); *5* — кабина пилотов (КП); *6* — левое крыло (ЛК); *7* — правое крыло (ПК); *8* — интерьер (ИНТР); *9* — шасси (правая стойка + левая стойка) (ШАСС); *10* — гондола левого двигателя (ЛД); *11* — гондола правого двигателя (ПД); *12* — заднее оперение (ЗО)

пеле к нему последовательно согласно рис. 6 присоединяются готовые агрегаты из сборочных цехов, например: средние, передние, задние секции фюзеляжа, передняя стойка шасси, правое и левое крылья и т. д. На рис. 5 и 6 представлена далеко не идеальная одноуровневая топология сборки, имеются и другие варианты, однако примем ее за основу для моделирования производства группы изделий.

Информация в соответствии с рис. 6 и табл. 2 была внесена в программу "Расписание", которая выдала оптимальное расписание и данные об оптимальных календарных значениях "опережений" (табл. 3). В табл. 3 и на рис. 7 и 8 отображены результаты расчета для группы из четырех самолетов. В табл. 3 представлен главный результат: календарные даты начала этапов, т. е. "опережений" этапов главной сборки, сразу для четырех изделий в их взаимосвязи. Как следует из табл. 3, ПК "Расписание" позволяет рассчитать и другие показатели, получение которых иными методами (без применения ЭВМ) невозможно.

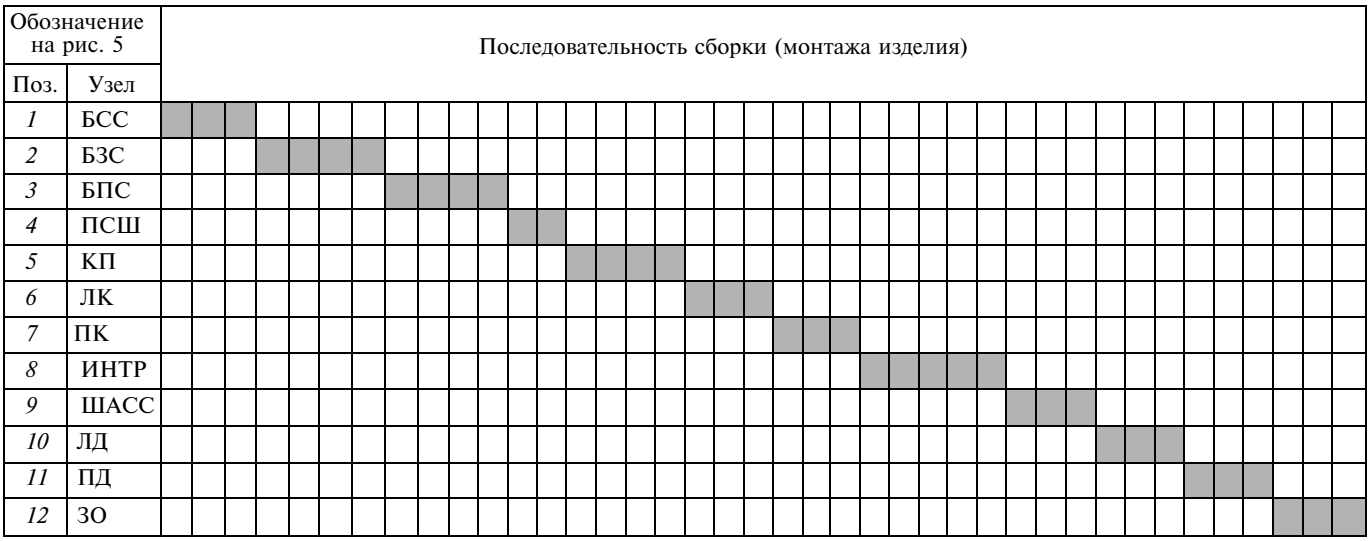


Рис. 6. Топология условного самолета:
поз. *1÷12* — см. рис. 5

Таблица 1

Экономические показатели сборки условного самолета

Этап		Стоимость, млн руб.	Остаток, %	Затраты труда по этапу, чел.-дни	Дневной заработок, руб./чел.-день	ФИО бригадира	Число рабочих	Совмещение одноименных объектов, дни
Номер	Наименование (см. рис. 5)							
1	БСС	35	100	100	150	А	6	0
2	БЗС	30	100	100	150	Б	6	0
3	БПС	25	100	100	150	В	6	0
4	ПСШ	20	100	40	150	Г	5	0
5	КП	30	100	75	150	Д	5	0
6	ЛК	20	100	75	150	Е	5	0
7	ПК	20	100	75	150	Ж	5	0
8	ИНТР	20	100	225	150	З	10	0
9	ШАСС	60	100	60	150	И	6	0
10	ЛД	40	100	45	150	К	5	0
11	ПД	40	100	45	150	Л	5	0
12	ЗО	10	100	80	150	М	10	0
Всего		350		1220			74	

Таблица 2

Исходные данные для расчета программы работ, трудоемкости и заработной платы

Номер объекта	Описание этапа	Номер этапа	Стоимость работ, млн руб.	Остаток стоимости работ		Затраты труда, чел.-дни	Дневная заработная плата, руб./чел.-день	Заработная плата, тыс. руб.	ФИО бригадира	Число рабочих в бригаде	Совмещение, дни
				%	млн руб.						
1	ЛА-1:										
	БСС	1	35,00	20,00	7,00	100,00	300,00	30,00	А	6	0
	БЗС	2	30,00	40,00	12,00	100,00	300,00	30,00	Б	6	0
	БПС	3	25,00	60,00	15,00	100,00	300,00	30,00	В	6	0
	ПСШ	4	20,00	100,00	20,00	40,00	300,00	12,00	Г	3	0
	КП	5	30,00	100,00	30,00	75,00	300,00	22,50	Д	5	0
	ЛК	6	20,00	100,00	20,00	75,00	300,00	22,50	Е	5	0
	ПК	7	20,00	100,00	20,00	75,00	300,00	22,50	Ж	5	10
	ИНТР	8	20,00	100,00	20,00	225,00	300,00	67,50	З	20	10
	ШАСС	9	60,00	100,00	60,00	60,00	300,00	18,00	И	6	10
	ЛД	10	40,00	100,00	40,00	45,00	300,00	13,50	К	5	9
	ПД	11	40,00	100,00	40,00	45,00	300,00	13,50	Л	5	9
	ЗО	12	10,00	100,00	10,00	80,00	300,00	24,00	М	10	8
2	ЛА-2:										
	БСС	1	35,00	0,00	0,00	100,00	300,00	30,00	А	6	0
	БЗС	2	30,00	10,00	3,00	100,00	300,00	30,00	Б	6	0
	БПС	3	25,00	20,00	5,00	100,00	300,00	30,00	В	6	0
	ПСШ	4	20,00	45,00	9,00	40,00	300,00	12,00	Г	3	0
	КП	5	30,00	60,00	18,00	75,00	300,00	22,50	Д	5	0
	ЛК	6	20,00	100,00	20,00	75,00	300,00	22,50	Е	5	0
	ПК	7	20,00	100,00	20,00	75,00	300,00	22,50	Ж	5	10
	ИНТР	8	20,00	100,00	20,00	225,00	300,00	67,50	З	20	10
	ШАСС	9	60,00	100,00	60,00	60,00	300,00	18,00	И	6	10
	ЛД	10	40,00	100,00	40,00	45,00	300,00	13,50	К	5	9
	ПД	11	40,00	100,00	40,00	45,00	300,00	13,50	Л	5	9
	ЗО	12	10,00	100,00	10,00	80,00	300,00	24,00	М	10	8
3	ЛА-3:										
	БСС	1	10,00	0,00	0,00	100,00	300,00	30,00	А	6	0
	БЗС	2	30,00	45,00	13,50	100,00	300,00	30,00	Б	6	0
	БПС	3	25,00	65,00	16,25	100,00	300,00	30,00	В	6	0
	ПСШ	4	20,00	90,00	18,00	40,00	300,00	12,00	Г	3	0
	КП	5	30,00	100,00	30,00	75,00	300,00	22,50	Д	5	0
	ЛК	6	20,00	100,00	20,00	75,00	300,00	22,50	Е	5	0
	ПК	7	20,00	100,00	20,00	75,00	300,00	22,50	Ж	5	10
	ИНТР	8	20,00	100,00	20,00	225,00	300,00	67,50	З	20	10
	ШАСС	9	60,00	100,00	60,00	60,00	300,00	18,00	И	6	10
	ЛД	10	40,00	100,00	40,00	45,00	300,00	13,50	К	5	9
	ПД	11	40,00	100,00	40,00	45,00	300,00	13,50	Л	5	9
	ЗО	12	10,00	100,00	10,00	80,00	300,00	24,00	М	10	8
4	ЛА-4:										
	БСС	1	35,00	10,00	3,50	100,00	300,00	30,00	А	6	0
	БЗС	2	30,00	15,00	4,50	100,00	300,00	30,00	Б	6	0
	БПС	3	25,00	30,00	7,50	100,00	300,00	30,00	В	6	0
	ПСШ	4	20,00	100,00	20,00	40,00	300,00	12,00	Г	3	0
	КП	5	30,00	100,00	30,00	75,00	300,00	22,50	Д	5	0
	ЛК	6	20,00	100,00	20,00	75,00	300,00	22,50	Е	5	0
	ПК	7	20,00	100,00	20,00	75,00	300,00	22,50	Ж	5	10
	ИНТР	8	20,00	100,00	20,00	225,00	300,00	67,50	З	20	10
	ШАСС	9	60,00	100,00	60,00	60,00	300,00	18,00	И	6	10
	ЛД	10	40,00	100,00	40,00	45,00	300,00	13,50	К	5	9
	ПД	11	40,00	100,00	40,00	45,00	300,00	13,50	Л	5	9
	ЗО	12	10,00	100,00	10,00	80,00	300,00	24,00	М	10	8

Таблица 3

Оптимальная очередность исполнения объектов 2—4—3—1 при его минимальной продолжительности — 89 рабочих дней

Номер очереди	Описание этапа	Номер этапа	ФИО бригадира	Продолжительность, дни	Совмещение, дни	Календарная дата		Рабочие дни по порядку		Простой, дни
						начала	окончания	начала	окончания	
1	ЛА-2:									
	БСС	1	А	0	0	07.01.2003	07.01.2003	0	0	0
	БЗС	2	Б	1	0	07.01.2003	07.01.2003	1	1	0
	БПС	3	В	3	0	08.01.2003	10.01.2003	2	4	0
	ПСШ	4	Г	6	0	13.01.2003	20.01.2003	5	10	0
	КП	5	Д	9	0	21.01.2003	31.01.2003	11	19	0
	ЛК	6	Е	15	0	03.02.2003	21.02.2003	20	34	0
	ПК	7	Ж	15	10	10.02.2003	28.02.2003	25	39	0
	ИНТР	8	З	11	10	17.02.2003	03.03.2003	30	40	0
	ШАСС	9	И	10	10	18.02.2003	03.03.2003	31	40	0
	ЛД	10	К	9	9	20.02.2003	04.03.2003	32	40	0
	ПД	11	Л	9	9	24.02.2003	06.03.2003	32	40	0
	ЗО	12	М	8	8	25.02.2003	06.03.2003	33	40	0
2	ЛА-4:									
	БСС	1	А	1	0	08.01.2003	08.01.2003	1	1	0
	БЗС	2	Б	2	0	09.01.2003	10.01.2003	2	3	0
	БПС	3	В	5	0	13.01.2003	17.01.2003	5	9	0
	ПСШ	4	Г	13	0	21.01.2003	06.02.2003	11	23	0
	КП	5	Д	15	0	07.02.2003	27.02.2003	24	38	4
	ЛК	6	Е	15	0	28.02.2003	20.03.2003	39	53	4
	ПК	7	Ж	15	10	10.03.2003	28.03.2003	44	58	4
	ИНТР	8	З	11	10	17.03.2003	31.03.2003	49	59	8
	ШАСС	9	И	10	10	18.03.2003	31.03.2003	50	59	9
	ЛД	10	К	9	9	20.03.2003	01.04.2003	51	59	10
	ПД	11	Л	9	9	24.03.2003	03.04.2003	51	59	10
	ЗО	12	М	8	8	25.03.2003	03.04.2003	52	59	11
3	ЛА-3:									
	БСС	1	А	0	0	08.01.2003	08.01.2003	1	1	0
	БЗС	2	Б	7	0	13.01.2003	21.01.2003	4	10	0
	БПС	3	В	10	0	22.01.2003	04.02.2003	11	20	1
	ПСШ	4	Г	12	0	07.02.2003	24.02.2003	24	35	0
	КП	5	Д	15	0	28.02.2003	20.03.2003	39	53	0
	ЛК	6	Е	15	0	21.03.2003	10.04.2003	54	68	0
	ПК	7	Ж	15	10	31.03.2003	18.04.2003	59	73	0
	ИНТР	8	З	11	10	07.04.2003	21.04.2003	64	74	4
	ШАСС	9	И	10	10	08.04.2003	21.04.2003	65	74	5
	ЛД	10	К	9	9	10.04.2003	22.04.2003	66	74	6
	ПД	11	Л	9	9	14.04.2003	24.04.2003	66	74	6
	ЗО	12	М	8	8	15.04.2003	24.04.2003	67	74	7
4	ЛА-1:									
	БСС	1	А	3	0	09.01.2003	13.01.2003	2	4	0
	БЗС	2	Б	6	0	22.01.2003	29.01.2003	11	16	0
	БПС	3	В	10	0	05.02.2003	18.02.2003	21	30	0
	ПСШ	4	Г	13	0	25.02.2003	13.03.2003	36	48	0
	КП	5	Д	15	0	21.03.2003	10.04.2003	54	68	0
	ЛК	6	Е	15	0	11.04.2003	01.05.2003	69	83	0
	ПК	7	Ж	15	10	21.04.2003	09.05.2003	74	88	0
	ИНТР	8	З	11	10	28.04.2003	12.05.2003	79	89	4
	ШАСС	9	И	10	10	29.04.2003	12.05.2003	80	89	5
	ЛД	10	К	9	9	01.05.2003	13.05.2003	81	89	6
	ПД	11	Л	9	9	05.05.2003	15.05.2003	81	89	6
	ЗО	12	М	8	8	06.05.2003	15.05.2003	82	89	7
									Итого простоев:	117

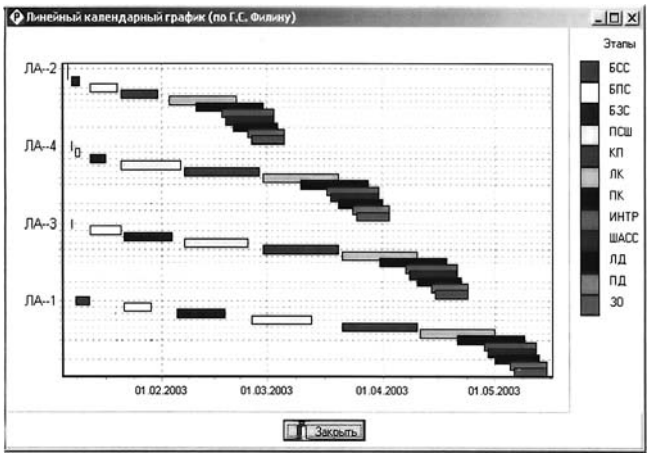


Рис. 7. Оптимальный линейный календарный график производства четырех самолетов

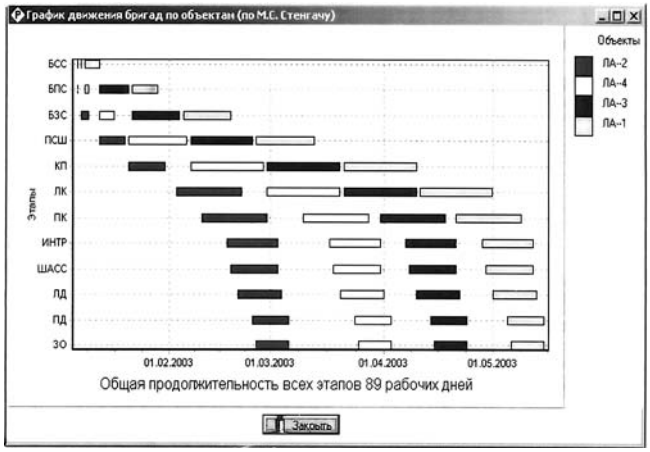


Рис. 8. Календарный график движения сборочных бригад

Таблица 4

Очередность поставки на сборку крыльев самолета ЛА-140

Сборочный номер летательного аппарата	ЛК	ПК
ЛА-2	03.02.2003	10.02.2003
ЛА-4	28.02.2003	10.03.2003
ЛА-3	21.03.2003	31.03.2003
ЛА-1	11.04.2003	21.04.2003

Из данных табл. 2 следует, что перед выполнением расчета учтена степень готовности отдельных этапов (остатки стоимости или трудоемкости в зависимости от принятой модели расчета), а следовательно, и изделий. Например, начат производством ЛА-2 так как продолжительность его этапа БСС равна нулю, поскольку он завершен производством, а последующие этапы или не завершены, или вообще не начаты. Расчет с применением ПК "Расписание" позволяет выделить наиболее готовые изделия в числе первых (см. табл. 2). Результа-

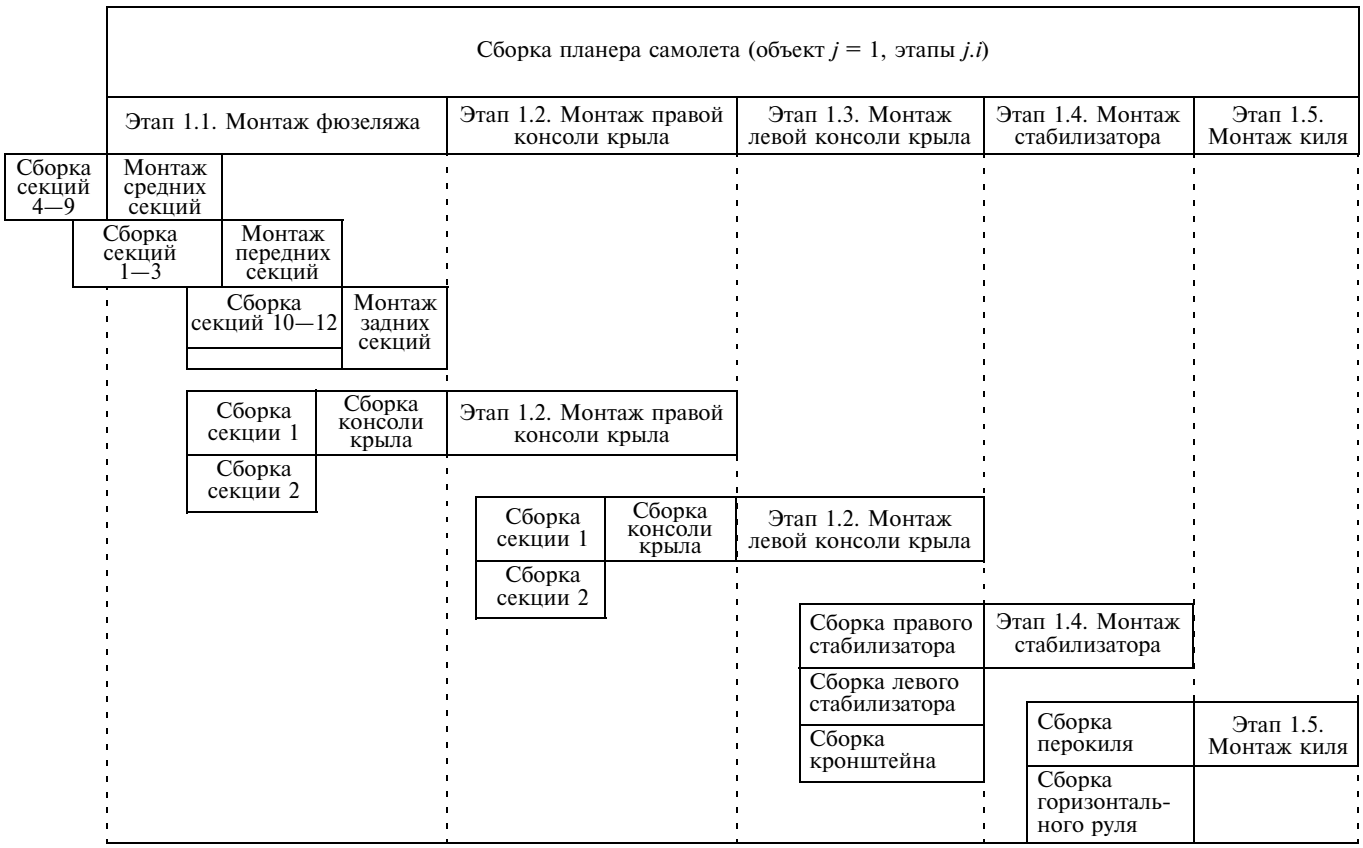


Рис. 9. Трехуровневая технология изделия:
главная сборка, сборка агрегатов, сборка узлов

ты оптимизации плана производства четырех объектов с применением ПК "Расписание" показали, что наиболее готовым является ЛА-2 (летательный аппарат с порядковым номером сборки 2), за ним в оптимальной очередности следует ЛА-4 (табл. 4).

Практическая значимость табл. 2 исключительна и состоит в том, что она указывает на календарные даты "опережений" для этапов всех изделий. Ее данные — оперативно получаемая база для составления так называемых очередей поставок (см. табл. 3), а также производственных заданий цехам и подразделениям, привязанных к календарю, что является главным результатом, который впервые становится достижимым благодаря разработкам автора. Однако технологи предприятия могут составить более подробную топологию изделия, содержащую до трех-четырех уровней (рис. 9).

В табл. 2 определены "опережения" (календарные начала) для этапов главной сборки каждого изделия. Календарные начала N_{ij} (где i —порядковый номер этапа, j — порядковый сборочный номер изделия) этапов главной сборки монтажа равны окончаниям предыдущих операций, т. е. окончанию K_{ijm} сборки самого агрегата. Вычитая из K_{ijm} продолжительность сборки агрегатов, получаем календарные значения N_{ijm} начал сборки самих агрегатов (т. е. "опережений"). Итак, двигаясь справа налево, можно рассчитать "опережения" в календарных датах для каждого элемента сборки — каждой ДСЕ. Назначив для каждой ДСЕ продолжительность изготовления или сборки, можно построить ориентированный граф (рис. 10) для конкретного объекта, сформировать КПМО для нескольких типовых изделий и рассчитать его, т. е. определить параметры "опережений" для каждой ДСЕ всего множества изделий в календарных днях, следуя справа налево и имея в качестве базы расчета "опережения" по процессам главной сборки всех изделий.

Формализация расчета ориентированного графа КПМО (рис. 10) не представляет трудностей, компьютер может рассчитать такой граф за несколько секунд. Быстродействие ЭВМ позволяет оперативно вносить корректировки в КПМО, если в них возникла необходимость в связи с возникновением каких-либо возмущающих факторов. Эти новые плановые данные могут быть переданы на дисплеи в цеха производства. Таким образом, оперативное календарное планирование производства с применением ПК "Расписание" — новая технология планирования.

Выводы

1. Календарное планирование производства является одним из практических инструментов менеджмента, применение которого не требует инвестиционных затрат, позволяет избежать ошибочных действий и уменьшает число неиспользованных возможностей.

2. Одним из основных назначений календарного планирования производства является определение так называемых "опережений" в рабочих днях. Это до последнего времени осуществлялось на машиностроительных предприятиях вручную на основе сборочных

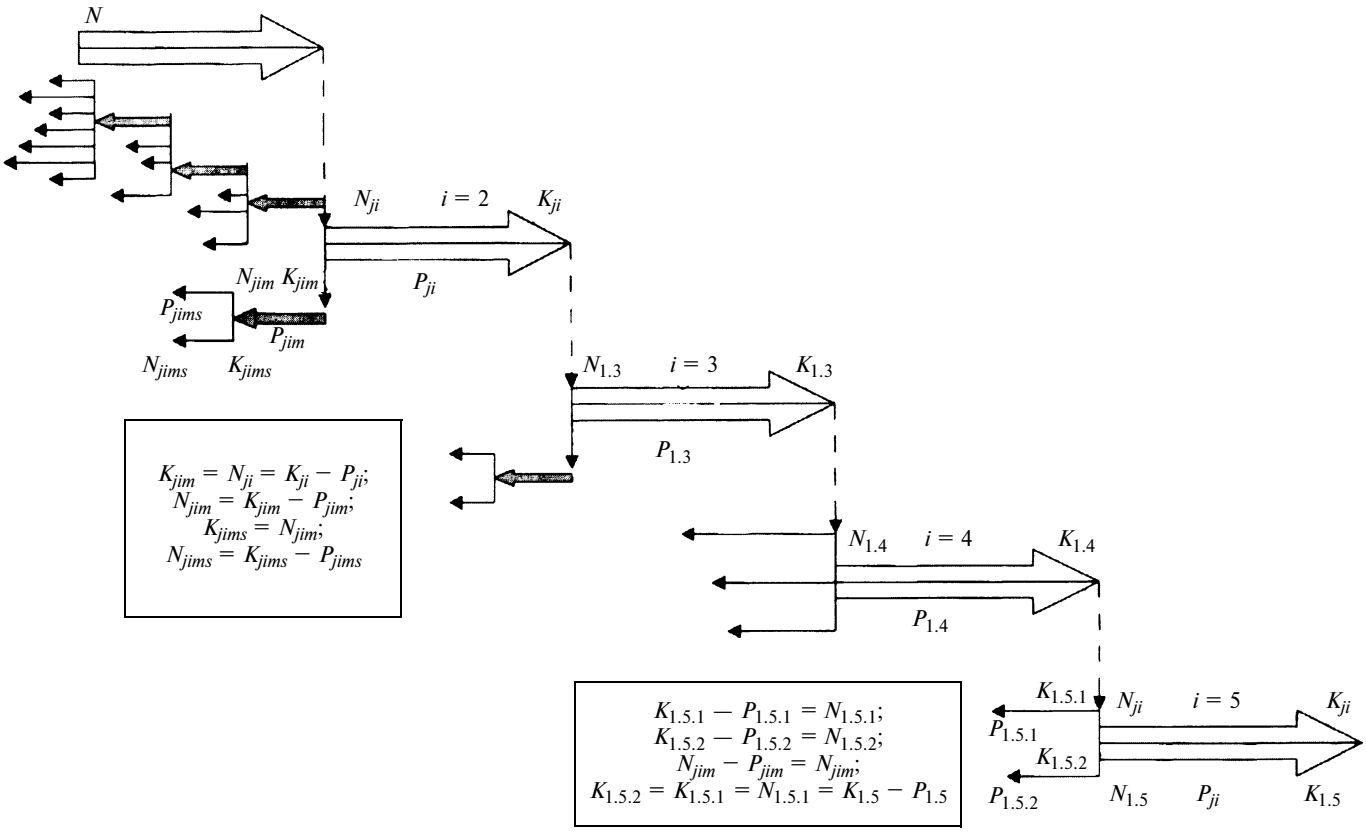


Рис.10. Ориентированный граф сборки изделия согласно топологии на рис. 9:
$j = 1$ — объект; $i = 1 \div 5$ — этапы; $m = 1 \div 3$ — узлы; $s = 1 \div 6$ — блоки (детали)

циклограмм по отдельным изделиям, в то время как на предприятии может собираться параллельно группа изделий, сборка которых находится в технологических и организационных взаимосвязях.

3. Быстродействие современных ЭВМ позволяет смоделировать процесс календарного планирования группы изделий машиностроения в условиях параллельного и параллельно-последовательного производства, получить оптимальные календарные планы для группы изделий, в том числе календарные даты "опережений".

4. Календарный план производства группы изделий (их главной совместной сборки) предлагается представить в виде ориентированного графа, для чего требуется большая подготовительная работа: для каждого изделия необходимо разработать его топологию (для типовых серийных изделий достаточно одной топологии).

5. Перспективы применения календарного планирования параллельного производства группы изделий определяются возможностями разработки и применения многоуровневой (до трех уровней) топологии (см. рис. 9) изделий, позволяющей рассчитать "опережения" в календарных датах для сборочных единиц и даже отдельных сложных деталей.

6. Для обеспечения большей адекватности модели календарного плана разработано более 15 алгоритмов, составляющих программный продукт ПК "Расписание", на который коллективу авторов выдано свидетельство РОСПАТЕНТА № 2003611039 об официальной регистрации программы для ЭВМ.

7. В настоящее время разработаны демонстрационная, учебная и производственная версии ПК "Расписание". Применение ПК "Расписание" — это организация календарного планирования с использованием новой информационной технологии, позволяющей оперативно получать данные, которые другими методами получить невозможно. В дополнение к данным об "опережениях" на их основе создаются так называемые очереди поставок, которые служат основанием для официальных соглашений о поставках комплектующих.

8. Оперативность получения и печати результатов с применением ПК "Расписание" открывает возможности для перестройки системы календарного планирования на предприятиях, организации планирования, управления и контроля с учетом текущего состояния готовности изделий, для принятия тактических решений с опережением, до наступления критических ситуаций.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Оглезнев Н. А., Засканов В. Г.** Организация, оперативное планирование и управление производством предприятий машиностроения: Учеб. пособие для вузов. Самара: Самарск. госуд. аэрокосм. ун-т, 2000.

2. **Тетевосов К. Г.** Основы оперативного производственного планирования на машиностроительном предприятии: Учеб. пособие для вузов. 2-е изд. Л.: Машиностроение, 1985. 278 с.

3. **Филин Г. С.** Управление сборочным процессом множества объектов в авиастроении. Самара, 2002. Деп. в ВИНИТИ РАН. 29.08.02, № 1526-В.

4. **Филин Г. С.** Об одном методе расчета линейного календарного плана производства множества объектов. Самара, 2002. Деп. в ВИНИТИ РАН 29.08.02, № 1525-В.

5. **Филин Г. С.** Планирование, управление и контроль поточной сборки множества летательных аппаратов. Самара, 2003. Деп. в ВИНИТИ РАН 25.12.03, № 2262-В.

6. **Филин Г. С.** Оперативное планирование и управление процессом сборки группы летательных аппаратов с применением программного комплекса "Расписание" // Материалы всесоюз. науч.-практ. конф. "Авиакосмические технологии и оборудование" г. Казань, 10—13 авг. 2004.

УДК 330.322.001.8

И. Н. ОМЕЛЬЧЕНКО, д-р техн. и экон. наук, Е. А. ШУМАКОВА (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Анализ инвестиционной политики предприятия

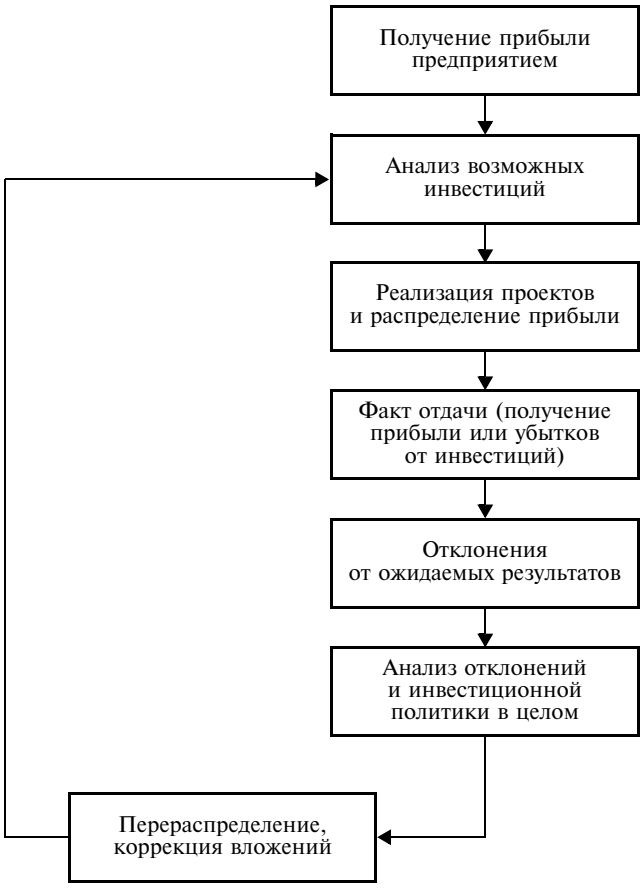
Развитие рыночной экономики требует от хозяйствующих субъектов, с одной стороны, повышения их конкурентоспособности, а с другой — обеспечения стабильности и устойчивости их функционирования в условиях динамично меняющейся экономической среды. Развитие общества в целом и отдельных хозяйствующих субъектов базируется на расширенном воспроизводстве материальных ценностей, обеспечивающем рост национального имущества и, соответственно, дохода. Одним из основных средств обеспечения этого роста является инвестиционная деятельность или инвестирование, а также совокупность практических действий по реализации инвестиций.

Инвестициями (инвестиционными ресурсами) могут быть денежные средства, целевые банковские вклады, паи, акции и другие ценные бумаги, технологии, машины, оборудование, лицензии, в том числе и на товарные знаки, кредиты, любое другое имущество или имущественные права, интеллектуальные ценности, вкладываемые в объекты предпринимательской деятельности, а также виды деятельности, совершаемые с целью получения прибыли (дохода) и достижения положительного экономического и социального эффекта.

Базовая схема распределения прибыли предприятия приведена на рисунке.

Финансово-экономическая стабильность предприятия

Анализ финансово-экономического состояния является одним из важнейших элементов в системе управления предприятием. Такой анализ позволяет выявить проблемные моменты в деятельности предприятия и определить пути их решения. Несмотря на большое количество теоретических и практических разработок в области финансово-экономического анализа, предложенных как зарубежными, так и отечественными учеными, необходи-



мо проводить их дальнейшее изучение и уточнение, так как механизм оценки финансово-экономического положения предприятия должен разрабатываться с учетом множества факторов и критериев, полный перечень которых определить достаточно сложно.

Классификация предприятий по методам инвестирования

При финансово-экономическом анализе предприятий за основу взят общественный классификатор видов экономической деятельности, в котором выделены три категории инвестиций: 1) в сырье; 2) в персонал; 3) в новые технологии.

За основу взято типовое предприятие *X* в каждой отрасли. Превалирующий способ инвестиций в той или иной отрасли народного хозяйства выделен в табл. 1 полужирным шрифтом.

Оценка денежных потоков

Одной из наиболее важных задач экономического анализа предприятия является расчет будущих денежных потоков, необходимых для осуществления инвестиционного проекта. Так как основным моментом при принятии банком решения об инвестициях является наличие денег у предприятия, а не его доход, то и ожидаемая прибыль от проекта выражается через денежные потоки, а не через величину дохода. Банк инвестирует денежные средства в проект сегодня в надежде получить их еще больше в будущем. Только наличные поступления могут быть реинвестированы или выплачены вкладчикам. Поэтому чем точнее будут расчеты, тем лучше будет окончательный результат.

Для реализации каждого отдельного инвестиционного проекта необходимо иметь информацию об ожидаемых денежных потоках с учетом налоговых платежей. Кроме того, эта информация должна быть представлена в виде разности величин денежных потоков с учетом проекта и без него, так как анализируется только величина разности. В данном случае имеет значение только прирост денежных средств. Прошлые затраты нас не интересуют, а интересуют только дополнительные издержки и прибыль.

Также необходимо помнить, что некоторые издержки не обязательно приводят к денежным расходам. Так, если на предприятии выделяется площадь, которая потребуется при реализации проекта, и эта площадь может быть использована для других целей, то в стоимость проекта необходимо включить издержки упущенных возможностей. Например, если неэксплуатируемое в настоящее время здание можно продать за 300 000 долл., то эту сумму следует учесть как первоначальные расходы на проект. Таким образом, при расчете объема налич-

Таблица 1

Классификация предприятий по методам инвестирования

Отрасль предприятия	Инвестиции в сырье, краткосрочные, %	Инвестиции в персонал, долгосрочные, %	Инвестиции в новые технологии, долгосрочные, %
Сельское хозяйство, охота и лесное хозяйство	**Приблизительно 0, кроме сельского хозяйства, где необходимо постоянно следить за "сырьем"**	**Необходимы, но невелики**	Ничтожно малы, но в сфере питания приобретают все большую долю
Рыболовство, рыбоводство	Нет	**Имеют место**	Ничтожно малы за исключением случаев конечной переработки продукции
Горнодобывающая и нефтегазовая промышленности, полезные ископаемые	Нет	**Существуют, необходимы высококвалифицированные кадры**	Отсутствуют (например перерабатываем якутские алмазы за рубежом)
Обрабатывающая промышленность	Нет	**50**	**50**
Химическая промышленность	0	**50**	**50**
Производство машин и оборудования	**30**	20	**50**
Строительство	**50**	20	**30**
Транспорт и связь	0	**50**	**50**

ности мы должны учитывать также соответствующие издержки упущенных возможностей.

В качестве примера рассмотрим следующую ситуацию. Банк выясняет возможность финансирования нового проекта, который заключается в расширении видов деятельности предприятия. Например, туристическое агентство хочет начать работать на новом направлении — организация путешествий в Париж на самолете. Чтобы запустить проект, необходимо затратить 30 000 долл. на специальное оборудование (кассы для продажи авиабилетов, набор дополнительного персонала и т. д.) и 10 000 долл. на первоначальную рекламную компанию.

Отдел маркетинга считает, что цикл жизни товара составит три года, и предполагает, что выручка от продаж с его введением составит: за первый год — 40 000 долл., за второй — 80 000 долл., за третий — 120 000 долл.

В затраты агентства входят: расходы на оплату труда сотрудников и эксплуатационные расходы, расходы на материалы, затраты, связанные с новой продукцией (например авиакассы). Кроме того, фирме придется платить более высокие налоги. Предположим, что с учетом этого общий рост затрат составит: за первый год — 20 000 долл., за второй — 30 000 долл., за третий — 40 000 долл. Амортизация не начисляется.

Таким образом, при первоначальных затратах в 40 000 долл. банк ожидает на протяжении трех лет притока средств в объеме 20 000, 50 000 и 80 000 долл. за каждый год, а туристическое агентство получает необходимые средства для осуществления нового проекта. Ожидаемый чистый приток денежных средств приведен в табл. 2.

Таблица 2

Ожидаемый чистый приток денежных средств, долл.

Денежный поток	Начальные затраты	Первый год	Второй год	Третий год
Поступление денежных средств	40 000	40 000	80 000	120 000
Затраты денежных средств	40 000	20 000	30 000	40 000
Сальдо	0	20 000	50 000	80 000

Этот расчет дает нам информацию, необходимую для оценки привлекательности проекта.

Критерии инвестиций

Существуют несколько критериев оценки банковских инвестиций: 1) период окупаемости; 2) средняя норма прибыли на инвестирование; 3) внутренняя норма прибыли; 4) чистая текущая стоимость.

1. Период окупаемости капитала. Это продолжительность времени, в течение которого недисконтированные (дисконтирование — приведение экономических показателей разных лет к сопоставимому во времени виду) прогнозируемые поступления денежных средств превысят недисконтированную сумму инвестиций.

Период окупаемости инвестиционного проекта — это число лет, необходимых для возмещения стартовых инвестиционных расходов. Он равен отношению исходных фиксированных расходов к годовому притоку денежных средств за период окупаемости.

$$T_{ок} = K_2 - K_1/(C_1 - C_2),$$

где K_2 и K_1 — исходные фиксированные расходы на конец и начало периода; C_1 и C_2 — годовой приток денежных средств на начало и конец периода окупаемости.

Если годовые притоки денежных средств неравны, то расчет окупаемости будет следующим: предположим, что приток денежных средств за первый год составил 4000 долл., за второй и третий по 6000 долл. и за четвертый и пятый по 4000 долл. Предполагаемый период окупаемости проекта — три года. За первые три года будет возмещено 16 000 долл. первоначальных инвестиций, а приток денежных средств за четвертый год составит 4000 долл. Следовательно, при стартовом объеме вложений 18 000 долл. период окупаемости составит три года плюс 2000 долл. (необходимые для погашения первоначальных вложений), деленные на 4000 долл. (приток денежных средств за четвертый год). Тогда период окупаемости составит 3,5 года. Если расчетный период окупаемости меньше максимально приемлемого, то проект принимается, если нет — отвергается. Таким образом, проект будет отвергнут, а если бы в нашем примере необходимый период окупаемости был четыре года, то проект был бы принят. Основной недостаток метода окупаемости заключается в том, что величина денежных потоков не растет после срока окупаемости, следовательно, с помощью данного метода нельзя измерить рентабельность. Например, банк рассматривает два предложения стоимостью 10 000 долл. каждое. Срок окупаемости обоих предложений два года, годовой денежный доход 5000 долл. в первые два года, но первое из предложений может не принести прирост средств после двух лет, тогда как второе приносит 5000 долл. за каждый год из трех последующих лет. Таким образом, применяя метод окупаемости, можно придти к неверным выводам относительно рентабельности проекта. Помимо этого недостатка у метода окупаемости есть еще один: рассматривается только период покрытия расходов в целом. Данный метод позволяет лишь грубо оценить ликвидность проекта. Многие менеджеры используют его для приблизительной оценки риска, но существуют другие, более совершенные методы.

2. Средняя норма прибыли на инвестиции. Этот метод базируется на расчете отношения среднегодовой прибыли после налогообложения к средней величине инвестиций в проект. Основными достоинствами этого метода являются простота и доступность информации, используемой при его применении. Основные недостатки: он базируется на бухгалтерском определении дохода, а не на денежных потоках; не учитываются время притока и время оттока средств; не принимаются во внимание инфляционные изменения; прибыль за последний год реализации проекта оценивается так же, как прибыль за первый год:

$$Э = (C_1 + E_n K_1) - (C_2 + E_n K_2),$$

Таблица 3

Предполагаемые показатели балансовой прибыли, долл.

Год реализации проекта	Проект *A*	Проект *B*	Проект *C*
Первый	3000/6000	2000/5000	1000/4000
Второй	2000/5000	2000/5000	2000/5000
Третий	1000/4000	2000/5000	3000/6000
Примечание. В числителе приведена балансовая прибыль, в знаменателе — чистый денежный поток.			

Таблица 4

Текущая стоимость денежных потоков

Ставка дисконтирования, %	Коэффициент дисконтирования	Ежегодный денежный поток, долл.	Текущая стоимость серии потоков, долл.
18	3,1272	5700	17 825,04
16	3,2743	5700	18 663,51
14	3,4331	5700	19 568,67

где E_n — норматив критерия эффективности капитальных вложений ($E_n < 0{,}15$); C_1 и C_2 — балансовая прибыль на начало и конец периода; K_1 и K_2 — чистый денежный поток на конец и начало периода.

Предположим, что есть три проекта инвестирования (*A*, *B* и *C*) стоимостью 9000 долл. каждый, срок реализации каждого проекта три года, и на протяжении этих трех лет проекты должны обеспечить достижение таких показателей балансовой прибыли и чистого денежного потока, какие приведены в табл. 3.

Для всех проектов средняя норма прибыли одна и та же: 3000 долл./9000 долл. или 33 %. Однако немногие фирмы одинаково оценят все три проекта. Акционеры дадут более высокую оценку тому инвестиционному проекту, который обещает прибыль через 2 года, а не тому, который окупится с такой же прибылью через 3÷4 года. Следовательно, изменение ожидаемого денежного притока во времени очень важно для принятия инвестиционного решения.

Большинство предпочтет проект *A*, который обеспечивает основной доход в первый год. По этой причине данный метод как инструмент для выбора оптимального проекта оставляет желать лучшего.

3. Внутренняя норма прибыли. Для инвестиционного проекта есть ставка дисконтирования, благодаря которой уравниваются текущая стоимость ожидаемых денежных потоков и текущая стоимость ожидаемых денежных притоков. Если стартовые затраты приходятся на начальный момент времени (0), то внутренняя норма прибыли может быть представлена величиной *r*, которую найдем из выражения:

$$X_0 = X_1/(1 + r) + X_2/(1 + r)^2 + \ldots + X_n/(1 + r)^n,$$

где *r* — это ставка дисконтирования величины (или внутренняя норма прибыли) будущих денежных потоков (от X_1 до X_n), позволяющая приравнять их к текущей стоимости стартовых затрат в начальный момент времени $X_0 = 0$.

Расчет внутренней нормы прибыли *r* иногда связан с методом проб и ошибок, если используются таблицы текущей стоимости. Выполнить трудные расчеты внутренней нормы прибыли с помощью метода проб и ошибок позволяют компьютерные программы и калькуляторы.

Рассмотрим пример: поток денежных средств представлен упорядоченным рядом равных денежных потоков по 5700 долл., получаемых в конце каждого года в течение пяти лет. Мы хотим определить ставку дисконтирования, которая при умножении на 5700 долл. дает значение, равное расходам в объеме 18 000 долл. в начальный момент времени:

$$18\,000 \text{ долл.} = 5700 \text{ долл.}/(1 + r) + 5700 \text{ долл.}/(1 + r)^2 + 5700 \text{ долл.}/(1 + r)^3 + 5700 \text{ долл.}/(1 + r)^4 + 5700 \text{ долл.}/(1 + r)^5.$$

Предположим, что мы начнем со ставок 14, 16 и 18 % и рассчитаем текущую стоимость денежных потоков. Для разных ставок дисконтирования, используя табл. 4, находим основные показатели.

Когда мы сравниваем текущие денежные потоки со стартовыми расходами в 18 000 долл., мы видим, что внутренняя норма прибыли, необходимая для дисконтирования потока до 18 000 долл., находится в пределах 16÷18 %, причем она ближе к 18, чем к 16 %. Примерную величину внутренней нормы прибыли мы можем вычислить путем интерполирования 17 и 18 % (табл. 5). Таким образом, внутренняя норма прибыли, необходимая для уравнивания текущей стоимости денежных средств и текущей стоимости их оттока, составляет 17,57 %. Заметим, что интерполяция дает только приближенный размер ставки, и связь между двумя ставками дисконтирования нелинейна по отношению к текущей стоимости.

Если, как и раньше, денежный поток представляет серию равных ежегодных денежных потоков, а стартовые затраты приходятся на начальный момент времени, нет необходимости применять метод проб и ошибок. Мы просто делим стартовые затраты на величину денежного потока и находим ближайшую ставку дисконтирования. Используя данные последнего примера, де-

Таблица 5

Расчет примерной реальной величины нормы прибыли

Текущая стоимость, долл.	Отношение разницы текущей стоимости и начальных вложений к текущей стоимости	Ставка дисконтирования, %
18 236,01 17 825,04 410,97	236,01/410,97 = 0,57	17 18 1 17 + 0,57 = 17,57
Примечание. 18 236,01 − 18 000 (стартовые расходы) = = 236,01.		

лим 18 000 долл. на 5700 долл., получаем 3,1579, что больше, чем 3,1272 (см. табл. 4). Зная (из ранее произведенных расчетов), что реальная величина ставки лежит между 17 и 18 %, соответственно интерполируем. Если денежные потоки в серии неравные, то задание усложняется, и теперь мы должны прибегнуть к методу проб и ошибок.

4. Чистая текущая стоимость. Чистая текущая стоимость равна текущей стоимости притоков денежных средств минус текущая стоимость оттоков денежных средств. Как и метод внутренней нормы прибыли, метод текущей стоимости — это метод дисконтирования денежных потоков с целью определения эффективности долгосрочных инвестиций.

Чистая текущая стоимость инвестиционного проекта выражается суммой дисконтированных величин:

$$\mathrm{NPV} = X_1/(1 + k) + X_2/(1 + k)^2 + \ldots + \\ + X_n/(1 + k)^n - X_0,$$

где k — необходимая норма прибыли; X_0 — стартовые расходы; X_1, ..., X_n — ежегодный денежный поток.

Если сумма дисконтированных денежных потоков равна нулю или больше, то предложение принимается, если нет — отклоняется. Иными словами, критерий приемлемости таков: проект будет принят, если текущая стоимость притоков денежных средств превышает текущую стоимость их оттоков. Основа критерия приемлемости такая же, как и метода внутренней нормы прибыли. Если необходимая норма прибыли равна прибыли, ожидаемой инвесторами от инвестиционного проекта, и фирма принимает этот проект с чистой реальной стоимостью, отличной от нуля, то рыночная цена акций должна расти. Значит, фирма принимает проект с прибылью более высокой, чем та, которая необходима для того, чтобы рыночная цена акций оставалась неизменной.

Если предположить, что необходимая норма прибыли равна 12 % после налогообложения, то текущая стоимость проекта составит:

$$\mathrm{NVP} = 5700\ \text{долл.}/1{,}12 + 5700\ \text{долл.}/1{,}12^2 + \\ + 5700\ \text{долл.}/1{,}12^3 + 5700\ \text{долл.}/1{,}12^4 + \\ + 5700\ \text{долл.}/1{,}12^5 - 18\ 000\ \text{долл.} = \\ = 20\ 547\ \text{долл.} - 18\ 000\ \text{долл.} = 2547\ \text{долл.}$$

Эту задачу также можно решить с помощью компьютера, калькулятора или соответствующей таблицы текущей стоимости. Найдем по таблице соответствующую ставку дисконтирования — 3,6048 и умножим на нее 5700 долл., получим 20 547 долл. Вычтя стартовые расходы в 18 000 долл., получим 2547 долл. Так как чистая текущая стоимость проекта больше нуля, то проект должен быть принят.

При методе внутренней нормы прибыли, когда даны величины денежных потоков и необходимая норма прибыли, определяется ставка дисконтирования, посредством которой уравниваются текущая стоимость денежных притоков и текущая стоимость денежных оттоков. Затем внутренняя норма прибыли сравнивается с необходимой нормой и решается вопрос принятия или отклонения данного проекта. В соответствии с методом текущей стоимости при заданных величинах денежных потоков и необходимой норме прибыли вычисляем чистую текущую стоимость проекта. Приемлемость предложения зависит от того, равна чистая текущая стоимость нулю или больше нуля.

Заключение

Активная инвестиционная деятельность определяет, по существу, жизнедеятельность экономики. Вместе с тем структура, мощность и степень воспроизводства финансовых активов экономики во многом зависят от состояния экономики государства.

Решение сложных проблем стабилизации экономики и целенаправленного вывода страны из кризисного состояния неразрывно связано с изменением инвестиционной политики и существенной реконструкцией всей инвестиционной сферы, включая систему капитального строительства.

Определяющими направлениями новой инвестиционной политики являются:

отказ от централизованного планирования основной массы инвестиций, за исключением инвестирования объектов государственного значения;

изменение источников финансирования с преимущественным замещением госбюджетных ассигнований средствами коллективных и частных отечественных и зарубежных инвесторов;

предпочтительное инвестирование рентабельных и быстро окупаемых проектов, в том числе проектов предприятий малой и средней мощности, а также проектов реконструкции и технического перевооружения действующих предприятий;

создание свободного рынка инвестиционных ресурсов;

переход на новые организационные формы, экономические методы и современную технологию управления инвестиционными проектами.

Особая роль в развитии инвестиционной деятельности, определении состава и последовательности этапов инвестиционного процесса принадлежит законодательству России. В нем оговариваются права, обязанности и ответственность участников. Законодательство является основным регулятором инвестиционной деятельности.

Важнейшими блоками правового обеспечения инвестиционной деятельности, подлежащими форсированному развитию, являются инвестиционная политика (в первую очередь законодательство о собственности, приватизации и земле), инвестиционная деятельность (источники инвестиций, налогообложение и таможенные тарифы, защита инвестиций, кредитование), инвестиционный рынок (обращение ценных бумаг, торги, конкурсы и аукционы, экспертиза, разрешение споров, инвестиционный аудит), а также комплекс вопросов инфраструктурного характера (регистрация участников, информационное обеспечение, экономическая безопасность).

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.882:538.54

В. Я. ГЕРАСИМОВ, д-р техн. наук, А. П. КУЗЬМИН, О. В. ГЕРАСИМОВА, кандидаты технических наук
(ГУ, г. Курган)

Оценка долговечности резьбовых соединений по электропроводности металла на профиле резьбы

Выполнена оценка долговечности резьбовых соединений по изменению электропроводности металла на профиле резьбы болтов М22×2,5, изготовленных из стали 40Х резанием и накатыванием. В процессе усталостных испытаний по схеме растяжения наблюдалось снижение электропроводности на резьбовом участке болтов на 35 и 37 %, на гладком участке стержня болта 18 и 11 % соответственно при изготовлении резьбового профиля резанием и накатыванием.

Thread connections durability is evaluated considering metal electroconductivity change in the thread profile for the bolts M22 × 2.5 fabricated from steel 40X by cutting and roll forming. Fatigue tests on the base of tension scheme showed metal conductivity reduction both at the thread and smooth sections of the bolt rods by 35 and 37 %, and by 18 and 11 % respectively for the studied schemes of the thread profile making.

Испытания крепежных деталей на усталость позволяют оценивать степень повреждения на резьбовом участке и прогнозировать долговечность резьбовых соединений [1].

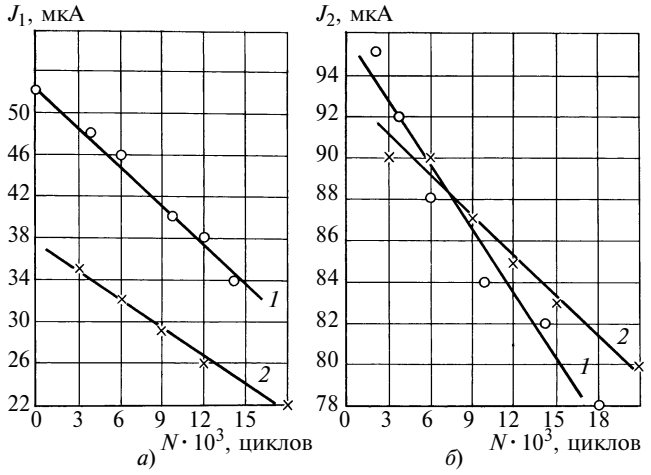
Для определения долговечности крепежной резьбовой детали использовалась основная схема силового нагружения — растяжение под действием переменных напряжений.

Степень повреждения резьбового участка болта можно установить методом неразрушающего контроля, используя такой показатель, как электропроводность. Данный метод был апробирован д-ром техн. наук В. Я. Герасимовым при металлографических исследованиях стальных деформированных образцов и крепежных деталей [2, 3]. Он основан на воздействии вихревых токов на контролируемые металлические объекты, при котором высокочастотное электромагнитное поле, создаваемое колебательным контуром концентратора магнитного поля, представляющего собой тонкий ферритный сердечник, распространяется в исследуемом объекте, т. е. в теле болта. При этом применяется резонансный режим работы задающего генератора, при котором обеспечивается наибольшая чувствительность и избирательность индуктивной системы рабочего датчика. По силе тока в микроамперметре, включенном в электрическую цепь генератора электромагнитных колебаний [4], определялась электропроводность на резьбовом и на гладком участках стержня болта М22 × 2,5, изготовленного из стали 40Х и подвергнутого усталостным испытаниям (переменные растягивающие напряжения от 259 до 129,5 МПа).

Показания снимали в средней части резьбового конца болта и в средней части гладкого участка стержня болта. Датчик устанавливали над впадинами резьбового профиля. По полученным результатам были построены тарировочные графики зависимости силы тока от числа N циклов силового нагружения (рисунок, *а*). Для оценки накопления дефектов микроструктуры поверхностного слоя определяли также электропроводность металла на гладкой (нерезьбовой) части стержня болтов (рисунок, *б*).

Анализ полученных результатов позволил сделать следующие выводы.

1. Электропроводность металла уменьшается с увеличением продолжительности усталостных испытаний, что свидетельствует о накоплении дефектов структуры в деформированном объеме.



Зависимости изменения электропроводности металла от числа циклов нагружения при усталостных испытаниях болтов М22 на резьбовом (*а*) и гладком (*б*) участках для нарезанной (*1*) и накатанной (*2*) резьб

2. Наиболее восприимчивым к воздействию вихревых токов оказался резьбовой участок, прошедший усталостные испытания по схеме растяжения, так как электропроводность участка стержня с резьбой, полученной резанием без дополнительного упрочнения металла при формообразовании резьбового профиля, оказалась выше: уменьшение силы тока составило 35 % для нарезанной резьбы и 37 % для резьбы, полученной накатыванием при $N = 15\ 000$ циклам (число циклов переменного силового нагружения выбрано как базовое при проведении сравнительной оценки электропроводности деформированного металла).

3. Деформационный эффект при воздействии переменных растягивающих напряжений распространяется по всей длине болта, так как на гладком участке стержня болта также имело место интенсивное уменьшение силы тока: на 18 % для болта с нарезанной резьбой и 11 % для болта с накатанной резьбой.

Нерезьбовой участок стержня болта оказался менее поврежденным, что подтверждается более сильным взаимодействием электромагнитного поля и значительным повышением силы тока.

Таким образом, изменения структурного состояния металла можно оценивать неразрушающим электроиндуктивным методом при изготовлении резьбовых крепежных деталей с помощью различных технологий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Биргер И. А., Иосилевич Г. Б.** Резьбовые соединения. М.: Машиностроение, 1973. 256 с.
2. **Герасимов В. Я.** Вихретоковый контроль металла, изделий и деталей из него // Черная металлургия: Бюлл. НТИ. 1993. № 11. С. 28—29.
3. **Герасимов В. Я., Мосталыгин Г. П., Герасимова О. В.** Применение неразрушающего электроиндуктивного контроля свойств деформированного металла // Технология машиностроения. 2003. № 4. С. 41—42.
4. **Устройство** для вихретокового контроля: А. с. 1837222 СССР: МКИ^6 G 01 N 27/90.

ЭКСПОЦЕНТР

Выставка "Контрольно-измерительное оборудование-2006"

В г. Москве на территории Центрального выставочного комплекса "Экспоцентр" с 10 по 12 октября 2006 г. проходила третья международная выставка "Российская неделя контрольно-измерительного оборудования", организованная компанией Novex Limited (Кипр) при содействии ЗАО "Экспоцентр". В экспозиции были представлены КИП и автоматика; аналитические, оптические и оптико-механические приборы; тестирующее и испытательное оборудование; аналитический контроль; различные реактивы и материалы. В выставке приняли участие более 60 компаний из многих стран, в том числе из России.

В статье приведено краткое описание некоторых экспонатов, демонстрировавшихся на выставке, и предложений разработчиков — участников выставки.

ФГУП "Всероссийский научно-исследовательский институт физико-технических и радиотехнических измерений" (Московская обл., Солнечногорский район, п/о Менделеево), выполняющее функции государственного научного метрологического центра, демонстрировало на выставке свои разработки.

Портативный динамический твердомер МЕТ-Д2 для измерения твердости металлов и сплавов по шкалам Роквелла, Бринелля, Виккерса и Шора, состоящий из электронного блока и динамического датчика. Вмонтированный в датчик индентор представляет собой ударный элемент с твердосплавным сферическим наконечником. Принцип работы твердомера основан на измерении отношения скоростей индентора при падении и отскоке от поверхности контролируемого изделия, которое и характеризует твердость материала. Длительность одного измерения не более 3 с, число запоминаемых результатов измерений 100. Питающее напряжение твердомера 220 В переменного тока и 1,5 В от аккумулятора, потребляемая мощность 3 Вт. Габаритные размеры электронного блока твердомера 145 × 80 × 40 мм, длина датчика 80 мм, диаметр — 25 мм. Масса электронного блока с датчиком 0,4 кг. Твердомер может быть использован в производственных и лабораторных условиях в машиностроении, металлургии и других отраслях промышленности.

Портативный универсальный миллитесламетр ТПУ-06 для измерения магнитной индукции постоянных и переменных (средневыпрямленное и амплитудное значения) магнитных полей, а также однократных импульсов магнитного поля. При подключении осциллографа к аналоговому выходу миллитесламетра появляется возможность наблюдения *формы переменного и импульсного магнитного поля.* Прибор удобен *при исследовании магнитных систем* разного назначения, в магнитопорошковой дефектоскопии, для измерений остаточной намагниченности, в том числе в цеховых условиях. Питание прибора от батарейки напряжением 9÷12 В.

ОАО "Краснодарский ЗИП" (г. Краснодар) представило широкую гамму измерительных приборов.

Многофункциональный калибратор МП-3001 с микропроцессорным управлением для поверки и разбраковки в автоматическом режиме на постоянном токе аналоговых и цифровых амперметров, вольтметров, ваттметров, для измерения постоянного напряжения *и сопротивления*

постоянного тока. Калибратор также выполняет функции: запоминания результатов поверки; установки и коррекции нуля в автоматическом режиме; контроля выходной величины; изменения полярности выходной величины; аварийной сигнализации. Для печати протокола поверки калибратор оснащен интерфейсом RS-232 для выхода на внешнее печатающее устройство. Потребляемая мощность калибратора 400 Вт, питающее напряжение 220 В, рабочий диапазон температур 10÷35 °С, допустимая основная погрешность 0,0005÷0,2 %. Габаритные размеры 490 × 420 × 629 мм, масса 50 кг.

Переносной ампервольтметр АВО 3001 — для измерения напряжения и силы постоянного и переменного токов, сопротивления постоянному току с частотой 65÷10 000 Гц. По принципу действия прибор относится к магнитоэлектрическим с подвижной рамкой на кернах, с набором шунтов и делителей для расширения пределов измерения по типу и напряжению. Измерение сопротивления осуществляется операционным усилителем с набором опорных резисторов и источника опорного напряжения, выполненного на прецизионном стабилитроне. Прибор выдерживает перегрузку в 120 % в течение 2 ч, обеспечивает работу в круглосуточном режиме, устойчив к воздействию атмосферных осадков и пыли. Диапазон измерений: напряжения постоянного тока 0,18÷600 В, класс точности 1,5; напряжения переменного тока 0,3÷600 В, класс точности 2,5; силы постоянного тока 0,3 мА÷6 А, класс точности 2,5. Питающее напряжение прибора 4,8÷6,2 В, имеется защита от неправильного включения элементов питания. Ампервольтметр работает при температуре окружающей среды −10÷+40 °С и относительной влажности до 80 %. Габаритные размеры 200 × 130 × 80 мм, масса 1,5 кг.

Поверочную установку У300 для поверки амперметров и вольтметров постоянного и переменного тока всех систем методом сличения с показаниями образцовых приборов классов точности 0,2. Установка оснащена устройством защиты выпрямителей высоковольтного блока от перегрузки и делителем напряжения для поверки милливольтметров и микроамперметров. Коэффициент нелинейных искажений выходного переменного напряжения 2 %, потребляемая мощность 750 Вт, температура окружающей среды 10÷35 °С, влажность до 80 %. Установка работает от сети переменного тока напряжением 220 В с частотой 50 или 500 Гц. Габаритные размеры 440 × 1040 × 720 мм, масса 180 кг.

ЗАО "ОПТЭК" (г. Санкт-Петербург) демонстрировало газоанализаторы для контроля воздуха в рабочей зоне, газовых промышленных выбросов и т. п.

Газоанализатор КАСКАД-200 для оптимизации процессов горения в котлах, работающих на газе, жидком и твердом топливе, а также для анализа промышленных выбросов. Принцип действия газоанализатора — электрохимический. Он представляет собой автоматический многокомпонентный переносной показывающий прибор непрерывного действия, снабженный встроенными побудителем расхода и аккумулятором, в своем составе он также имеет пробоотборный зонд.

Унифицированный блок "БОИ" для обработки информации, рассчитанный на подключение до восьми различных блоков первичных преобразователей (БПП). Он осуществляет вывод значений концентрации измеряемых компонентов в цифровом виде на жидкокристаллический индикатор, обеспечивает подключение коммутируемых устройств (звуковая и световая сигнализация, управление внешними исполнительными устройствами), проводит циклический опрос всех подсоединенных БПП. Блок "БОИ" оснащен разъемом последовательного порта RS 232 для связи с ПК. Питающее напряжение блока 220 В, наработка на отказ 10 000 ч. Габаритные размеры 270 × 390 × 145 мм, масса 4 кг. Условия работы: температура 5÷50 °С, влажность до 98 %.

Многокомпонентный стационарный газоанализатор "ОПТОГАЗ-500 ЗС" для анализа промышленных газовых выбросов, может применяться во взрывоопасных помещениях. Прибор работает на базе ИК-оптического модуля с использованием электрохимических сенсоров NO и O_2, он также оснащен интерфейсом RS 232. Расход газовой смеси, подаваемой специальным насосом, 1 $дм^3$/мин, потребляемая мощность 60 кВт, питающее напряжение 220 В. Габаритные размеры измерительного блока 482 × 410 × 132 мм, масса 7 кг. Газоанализатор эксплуатируется при температуре окружающей среды 5÷40 °С, давлении 84÷106,7 кПа и влажности до 95 %.

Предприятие "Радио-сервис" (г. Ижевск) среди прочих экспонатов представило *цифровой мегаометр мод. Е6-24* для измерения сопротивления изоляции электрических цепей, не находящихся под напряжением, и измерения напряжения до 400 В. Включенный прибор постоянно находится в режиме измерения напряжения. При длительности измерения сопротивления изоляции более одной минуты прибор автоматически рассчитывает коэффициент абсорбции и сохраняет его в памяти. В памяти также хранятся результат последнего замера и сопротивление изоляции за 15 с. Все измеренные параметры можно вывести на дисплей. Текущее значение напряжения отображается на светодиодном индикаторе. Питание прибора осуществляется от аккумуляторной батареи или от сети переменного тока через адаптер. Прибором можно измерять напряжение 100; 250; 500; 1000 В и сопротивление изоляции до 1 ГОм. Работает прибор при температуре окружающей среды 30÷50 °С, потребляемая мощность 6 Вт. Габаритные размеры 80 × × 120 × 250 мм, масса 1,2 кг.

НПО ЮМАС (г. Москва) демонстрировало манометры разного назначения и другие вспомогательные устройства.

Общетехнический манометр МП250Н для измерения избыточного давления неагрессивных, некристаллизующихся сред (жидкости, пара, газа, в том числе кислорода, ацетилена, пропан-бутана). Класс точности прибора 1, диаметр корпуса 250 мм, пределы измерений 0÷100 МПа.

Коррозионно-стойкий манометр МП63НЛН для измерения вакуумметрического и избыточного давлений некристаллизующихся сред, не вступающих в активное взаимодействие с коррозионно-стойкой сталью. Диаметр корпуса 63 мм, класс точности 1,5, пределы измерений 0÷1,5 МПа.

Манометр повышенной точности МП160МЦ для контроля работоспособности общетехнических манометров, а также измерения давления жидких и газообразных веществ с повышенной точностью. Класс точности манометра 1, пределы измерений 0÷40 МПа.

Эталонный тягонапоромер НП160Н-0,25 для поверки технологических измерителей давления, отсчета измерений малых давлений с высокой точностью. Класс точности 0,25, пределы измерений 0÷100 кПа, диаметр корпуса 160 мм.

Автомобильный манометрический индикатор МИА 63/2 для индикации избыточного давления масел, воды, сжатого воздуха в системах автомобильного транспорта. Его пределы измерений 0÷100 МПа.

Виброустойчивый электроконтактный манометр ЭКМ160НВм для замыкания и размыкания электрических цепей при достижении заданного предела давления. Он обеспечивает визуальную индикацию контролируемого давления в условиях повышенной вибрации и пульсации измеряемой среды. Диаметр корпуса 160 мм, класс точности 2,5, пределы измерений 0÷6 МПа.

ЗАО "Компания НТНК" (г. Москва) предложило потребителям стационарные, встраиваемые в технологическую линию, переносные и другие твердомеры, разработанные за рубежом.

Портативный твердомер Handy esatest. Принцип работы твердомера основан на измерении электрического сопротивления. Алмазный индикатор имеет тонкое токопроводящее покрытие. Измерение основано на изменении сопротивления электрической цепи в зависимости от глубины вдавливания индентора. Этот метод позволяет проводить измерения твердости в труднодоступных точках, на деталях больших и малых размеров, на поверхностях различных форм, внутренних зубьях шестерен и т. п. Возможности прибора: распечатка результатов измерений; проведение серии испытаний с моментальным вычислением среднего значения и отклонения с выводом на цифровой жидкокристаллический дисплей. Максимальная величина нагрузки в пределах 9,81÷98,1 Н задается с клавиатуры. Объем памяти прибора 1000 измерений, питающее напряжение 110÷220 В или от батарейки. Работает твердомер при температуре 10÷40 °С. Масса его механической части и электронного блока 1,45 кг.

Портативный твердомер STE/A, обеспечивающий высокую точность и стабильность измерений. Он состоит из держателя, пина и индентора. При работе (нагружении) индентор вдавливается в поверхность с силой, определяемой калиброванным пином, который разрушается при усилии 158 Н. Для определения величины твердости необходимо измерить отпечаток входящим в комплект измерительным прибором и выбрать соответствующее значение по специальной таблице. Нагрузка — статическая, нагружающее устройство — специальная струбцина. Максимальное расстояние между губками струбцины 150 мм. Масса твердомера 3,6 кг.

Твердомер HTD-900, в основе работы которого лежит запатентованная компанией ERNSTSA технология измерения твердости. Прибор позволяет не только измерять твердость исследуемой поверхности, но и анализировать измерения твердости по глубине. Технология основана на измерении сопротивления электрической цепи, которое изменяется в зависимости от глубины вдавливания алмазного индентора с токопроводящим покрытием. Твердость материала определяется по зависимости между изменением сопротивления, глубиной вдавливания и усилием. Такая технология позволяет проводить измерения в труднодоступных местах. Применение новой технологии позволило сократить число подготовительных операций и проводить исследования за 30 с с высокой точностью без разрушения детали. Твердомер успешно применяется для измерения твердости зубчатых колес, валов и объектов, подвергающихся различным видам упрочнения. Нагрузка 0,1 Н÷10 кН. Конструкция машины позволяет быстро и легко заменять аксессуары для проведения испытаний. Потребляемая мощность 350 Вт, питающее напряжение 220 В, масса машины без аксессуаров 46 кг. Прибор имеет память на 4700 измерений.

ООО "Сенсорика-М" (г. Самара) демонстрировало различное измерительное оборудование, разработанное в Германии.

Лазерную измерительную систему opto CONTROL для выполнения бесконтактных и высокодинамичных измерений на движущихся конвейерах, экструзионных линиях, в различных механизмах и волочильном производстве. Система оснащена интегрированной CCD-камерой высокого разрешения для измерения геометрических размеров. Система измеряет *по принципу тени* размеры или положение кромки объекта. Полученные результаты выдаются в аналоговом или цифровом режиме. Габаритные размеры системы: приемника 54 × 72 × 28 мм, контроллера 191 × 110 × 45 мм (без штекера). Оснащена кабелем длиной до 8 м.

Бесконтактный лазерный линейный датчик профиля SCAN CONTROL 2800, использующий принцип оптической триангуляции для двумерного контроля профиля различных объектов. В противоположность точечным лазерным датчикам на поверхности объекта с помощью линейной оптики проецируется лазерная линия. Отраженный свет через высококачественную оптику отображается на CMOS-матрице и обрабатывается в двух измерениях. Вместе с информацией о расстоянии регистрируется также точное положение каждой точки лазерной линии, с помощью контроллера проводится обработка результатов. Датчик профиля состоит из измерительной головки и интеллектуального контроллера, соединенных между собой кабелем. Контроллер выдает информацию о профиле в двух измерениях. Интегрированный интерфейс допускает управление системой от ПК и высокую скорость обработки данных в широком частотном диапазоне. Возможно управление несколькими системами одним ПК.

Выставка прошла с большим успехом, были заключены деловые соглашения между представителями различных фирм.

А. Н. ИВАНОВ, чл. корр. АПК

ASME. Journal Manufacturing Science and Engineering. 2006. V. 128. Nr. 1

Li H. et al. Динамическое моделирование процесса обработки концевой фрезой, с. 86—95, ил. 19, библ. 37.

Описана модель процесса фрезерования концевой фрезой при разных условиях резания. Показано, что для широкого диапазона глубин резания такая модель позволяет точно рассчитать возникающие силы резания и динамические реакции с учетом существенного изменения глубины резания, составляющих силы резания и геометрии инструмента. Предварительный расчет предела устойчивости процесса резания по этой модели был оценен как достаточно точный при резании с большой глубиной и очень малыми радиальными врезаниями.

Dawson Ty G. et al. Моделирование увеличения износа по задней поверхности инструментов при точении высокотвердых материалов, с. 104—109, ил. 7, библ. 12.

Изложены проблемы точного моделирования износа инструмента, обусловленные рядом факторов и, главным образом, недостаточной изученностью механизмов физического износа. Это особенно справедливо для процессов механической обработки, характеризующихся высокими контактными напряжениями и температурами. Рассмотрены два основных вида износа режущего инструмента — образование лунок и износ задней поверхности.

El Mansori M. et al. Влияние магнитных полей в процессе механической обработки, с. 136—145, ил. 9, библ. 47.

Показано, что при механической обработке магнитные поля оказывают существенное влияние как на сам процесс, так и на изготовляемые детали. Разработана модель, показывающая экспоненциальную зависимость магнитострикционных характеристик материала и изменения механических свойств детали в зависимости от напряженности приложенного магнитного поля.

Park S.-S. Силы резания при фрезеровании концевыми фрезами, с. 146—153, ил. 10, библ. 31.

Описано исследование силы резания с помощью пьезоэлектрических датчиков, встроенных в шпиндельный узел. Предложен метод расчета силы резания с использованием данных, полученных из аналитически смоделированных концевых фрез и экспериментально измеренных структур шпиндельных узлов.

Peng Y. Диагностирование поломки инструмента при фрезеровании, с. 154—166, ил. 15, библ. 29.

Изложены надежные методы диагностирования поломки инструмента при фрезеровании концевой фрезой, основанные на исследовании основных характеристик модели обработки (IMF), компонентов сил резания с эмпирической моделью разложения. Эти методы дают эффективное определение поломки инструмента.

Mei C. et al. Активный контроль регенеративных вибраций в процессах обработки металлов резанием, с. 346—349, ил. 6, библ. 6.

Рассматриваются отрицательное влияние регенеративных вибраций на результаты обработки резанием и факторы, их вызывающие. Для решения проблемы необходим оптимальный контроль таких вибраций. Разработан новый комбинированный метод, основанный на сочетании времени и частоты, построения стабильной диаграммы динамической системы, позволяющий с большей надежностью контролировать вибрации по сравнению с методом, использующим только частотную область.

Roth J.-T. Мониторинг траектории режущего инструмента при обработке, с. 350—354, ил. 3, библ. 8.

Проведенные исследования вызваны необходимостью обеспечения надежного мониторинга за траекторией движения режущих инструментов при изменяющихся условиях резания. Однако многие известные мониторинговые системы зависят от направления резания и (или) от ориентации, определяемой датчиком, что ограничивает эффективность их применения в промышленных условиях. Разработанная мониторинговая система не зависит от этих двух факторов.

American Machinist. 2005. V. 149. Nr. 8

Зажимные устройства повышенной жесткости, с. 52, ил. 1.

Фирма Schunk GmbH Co. (США) выпускает гидрозажимные HZS и пневмозажимные PZS устройства моноблочной конструкции с повышенной жесткостью. Механические уплотнения предотвращают загрязнение направляющих губок. Централизованная смазка минимизирует износ подвижных элементов. Устройство PZS может быть развернуто на 90°, так как в нижней части устройства имеются два соединения для подачи сжатого воздуха.

Специальный режущий инструмент, с. 57, ил. 1.

Фирма Cogsdill Tool Products предлагает специальный режущий инструмент для снятия фаски и обратного зенкования. Устройство представляет собой массивную твердосплавную полую цилиндрическую оправку со специальным кулачковым механизмом, в передней части которой установлен режущий элемент. Этот механизм открывает режущий элемент и после выполнения заданных операций закрывает его. При этом не требуется переустановка обрабатываемой детали.

American Machinist. 2005. V. 149. Nr. 10

Гидравлический патрон, с. 22, ил. 1.

Фирма Schunk предлагает гидравлический патрон Tendo Hydraulic для крепления режущих инструментов. Патрон имеет встроенный поршень, который подает рабочую жидкость в полость, окружающую разрезную стальную втулку. Под действием рабочего давления жидкости втулка равномерно зажимает хвостовик режущего инструмента. Патрон обеспечивает высокие концентричность, вращающий момент и повторяемую точность в пределах 0,003 мм при закреплении инструментов разного диаметра.

Модульные самоцентрирующие зажимные устройства, с. 22.

Фирма Royal Machine and Tool Corp. (США) выпускает двухпозиционные модульные устройства с призматическими элементами, которые предназначены для зажима деталей неправильной формы. V-образные зажимные блоки являются самоцентрирующими; они податливы по трем осям (X, Y и Z), что минимизирует длительность загрузки и разгрузки как больших, так и малых деталей.

Термоустойчивые шлифовальные круги, с. 59, ил 1.

Описаны шлифовальные круги BCG Vortex, предлагаемые фирмой Norton для бесцентрово-шлифовальных станков. Благодаря новой технологии изготовления круги отличаются улучшенной пористой структурой и более равномерным распределением абразивных зерен. При изготовлении этих шлифовальных кругов не используют специальные химикаты для искусственного образования пор. Это позволяет кругам оставаться холодными при обработке чувствительных к нагреву деталей, повышает интенсивность съема материала, увеличивает стойкость кругов и повышает качество обработки.

Удлинители метчиков, с. 60, ил. 1.

Фирма Walton Co. (США) выпускает удлинители с круглыми и квадратными хвостовиками, которые предназначены для работы в труднодоступных местах. Каждый удлинитель соответствует метчику определенного размера. Удлинители изготовляют из легированной стали и подвергают термообработке, что повышает их прочность и долговечность.

American Machinist. 2005. V. 149. Nr. 11

Трепанирующее сверло, с. 27, ил. 1.

Фирма Hougen Manufacturing предлагает трепанирующее сверло, состоящее из стального полого корпуса с винтовыми стружечными канавками и хвостовиком меньшего диаметра и напаянными твердосплавными режущими зубьями, отличающимися высокой износостойкостью при обработке твердых сплавов и абразивных чугунов. Предлагаются инструменты диаметром от 14,3 до 3,1 мм для обработки отверстий глубиной до 50 мм.

Режущие пластины, с. 51, 52, ил. 2.

Фирма Seco-Carboloy выпустила режущие пластины разной формы (в том числе и круглые) из КНБ, отличающиеся существенно более высокой стойкостью по сравнению с керамическими режущими пластинами и повышенной производительностью обработки резанием (в среднем на 25 %). С помощью новых режущих пластин чугунные тормозные диски автомобиля обрабатываются на токарном станке со скоростью резания до 1575 м/мин. За период стойкости одной режущей кромки эта пластина обрабатывает до 4000 дисков.

Специальные инструменты для снятия заусенцев, с. 69, ил. 1.

Описываются твердосплавные инструменты фирмы Rex-Cut Products для удаления заусенцев на кромках отверстий в деталях из коррозионно-стойкой стали и никелевых сплавов, а также в отверстиях стальных и чугунных труб. Благодаря оригинальному конструктивному исполнению инструменты работают с меньшей вибрацией по сравнению с обычными инструментами и обеспечивают более высокое качество обработанной поверхности.

Maschine und Werkzeug. 2005. V. 106. Nr. 7/8

Новые обрабатывающие центры, с. 46, 47, ил. 3.

Фирма Ex-Cell-0 выпускает обрабатывающие центры XS 211 и XS 321 с линейными приводами, обеспечивающие высокое качество обработки при минимальных затратах. Их общая особенность — высокая степень модульности, позволяющая на 63 % снизить затраты на сборку и оптимально адаптировать станки к индивидуальным требованиям заказчиков. Центры предназначены для обработки сталей, серых чугунов, легких сплавов.

Maschine und Werkzeug. 2005. V. 106. Nr. 9

Двухшпиндельные вертикальные обрабатывающие центры фирмы Chiron-Werke GmbH, с. 104—106, 108, ил. 4.

В последнее время фирма уделяет особое внимание двухшпиндельным обрабатывающим центрам, считая их эффективным средством для повышения конкурентоспособности: цикл обработки деталей на них снижается приблизительно на 30 % по сравнению с одношпиндельными станками. Сейчас в программе фирмы насчитывается 16 моделей таких центров, начиная от самого маленького мод. DZ 12 K W и кончая самым большим мод. DZ 28 K L (перемещения по основным осям 550 × 320 × 360 и 2320 × 400 × 630 мм).

Обрабатывающие центры серии NT, с. 236, 238, 239, ил. 6.

Токарно-фрезерные центры, выпускаемые японской фирмой Mori Seiki, принципиально отличаются от всех известных тем, что они не являются компромиссом между токарным и фрезерным станками; каждый из них полностью проявляет свои возможности. В принципе этого удалось добиться использованием двух приемов конструирования — привод в центре тяжести и "ящик в ящике". Центр NT 4200 DCG имеет повышенно жесткую станину массой 18 т, надежно поглощающую все вибрации; колебания температуры компенсируются эффективными системами охлаждения. Перемещения по главным осям равны 750 × 420 × 1120 мм, частота вращения токарного шпинделя — 6000 мин$^{-1}$, крутящий момент — 456 Н · м, мощность привода — 22 кВт, максимальный диаметр обработки — 73 мм.

Оригинальный шлифовальный станок мод. P 90 G, с. 264.

Благодаря двум шпинделям, не требующим правки кругам из КНБ и современной системе ЧПУ фирмы Siemens на станке можно осуществлять три способа шлифования и дополнительно выполнять обкатное фрезерование. Он занимает площадь всего 3,5 м^2, может оснащаться портальным загрузочным устройством, прост в программировании и использовании.

Высокоточные станки для шлифования пуансонов, с. 264.

Фирма Anca выпускает станки PGX с программным обеспечением PunchCam, разработанные специально для шлифования пуансонов круглого, эксцентрического и ступенчатого сечений с максимальным размером 150 мм из быстрорежущих сталей и твердых сплавов шлифовальными кругами диаметром 762 мм с частотой вращения 200 ÷ 3000 мин$^{-1}$. Высокие точность и качество поверхности обеспечиваются благодаря цифровым сервоприводам, жесткой бабке, автоматической балансировке кругов и другим конструктивным решениям.

Новая серия электроэрозионных станков FA-VS, с. 268.

Серия электроэрозионных станков, выпускаемых фирмой Mitsubishi, отличается прежде всего высокой производительностью съема — до 370 мм/мин при диаметре проволоки 0,25 мм и до 500 мм/мин при диаметре 0,36 мм. Это на 30 % больше, чем у существующих станков. Достигаемая шероховатость поверхности Ra = = 0,25 мкм. Станки пригодны также для обработки алмазов, кубического нитрида бора и графита.

Обрабатывающий центр Fidia G9K0, с. 270.

Описывается обрабатывающий центр, имеющий несущую стальную станину в портальном исполнении и шарико-винтовые передачи по всем осям, управляемый от ЧПУ Fidia C20 с операционной системой Windows XP. Вместе они обеспечивают высокую точность обработки при подачах до 45 м/мин и ускорениях до 10 м/с^2. В исполнениях с тремя и пятью осями шпиндели вращаются с частотой 24 000 мин$^{-1}$ и развивают крутящий момент 105 Н·м. Размеры рабочего пространства — 850 × 950 × 600 мм. Поворотный вращающийся стол имеет диаметр 1000 мм и выдерживает нагрузки до 1200 кг, а в легком исполнении — 800 мм и 600 кг.

Metalworking Insider's Report. 2005. 15 ноября

Дистрибьюторы станков приступают к разработке нового стратегического плана, с. 4, ил. 1.

Приводятся основные положения нового плана действий "с отсчетом от нуля" Американской ассоциации дистрибьюторов станков (AMTDA), принятого на период 2006 ÷ 2010 гг. Указывается, что члены AMTDA обеспечивают 80 % продаж металлообрабатывающего оборудования США. План прогнозирует сокращение потребительского спроса на 30 % в течение четырех лет, расширение связей по интернету, консолидацию базы поставщиков, нехватку рабочих мест, недостаточное понимание федеральным и штатными правительствами угрозы спада в обрабатывающей промышленности, уменьшение финансирования новых предприятий.

Объем невыполненных заказов в США достиг рекордного уровня, с. 5.

Приводятся данные Бюро ценза Министерства торговли США, ведущего учет отгрузок, заказов и инвентарных запасов промышленных предприятий страны. Даются сведения о невыполненных заказах на металлообрабатывающее оборудование по отдельным отраслям по состоянию на сентябрь 2005 г. (в млн долл.): металлургия — 21 058, производство металлоконструкций — 46 849, машиностроение — 82 188, компьютеры и электроника — 117 384, электрооборудование — 17 947, транспортное машиностроение — 294 327, мебель — 7814, всего — 594 131. Отмечается спад этого показателя на 2,3 % по сравнению с июлем.

Объем заказов на станки в Японии значительно возрос за счет роста цен, с. 8, ил. 1.

Приводятся данные Японской станкостроительной ассоциации по поступлению заказов на станки за девять месяцев 2005 г., составившему 8,38 млрд долл. Обращается внимание на влияние роста средней единичной цены на станки, увеличившейся за год до 116 086 долл. или на 14,1 %. Приводятся сведения по росту единичных цен на станки крупнейших станкостроительных компаний, вступивших в силу с 1 сентября 2005 г.: Yamazaki Mazak Corp. — на 3 %, Mori Seiki Co — на 8 %.

Metalworking Insider's Report. 2005. 30 декабря

Электроэрозионные станки фирмы Mitsubishi в Китае, с. 2, ил. 1.

Сообщается о росте спроса на электроэрозионные станки в Китае, что потребовало увеличения месячной программы их производства фирмой Mitsubishi Electric Corp. с 25 до 125 шт. на заводе в г. Далян. Это потребовало расширения производственных площадей китайского филиала фирмы — Mitsubishi Electric Dalian Industrial Products Co. Затраты на строительные работы и установку шести станков составили 6,5 млн долл.

Trametal. 2005. Nr. 90

Фрезы для обработки с повышенными подачами, с. 12, ил. 1.

Фирмой Kennametal созданы фрезы типа KenFEED со сменными режущими пластинами специальной формы толщиной 6 мм, позволяющие производить различные виды обработки, включая трехмерное фрезерование, с подачами до 3 мм/зуб. Геометрия резания такой пластины обеспечивает эффективную контурную черновую обработку литейных форм с достижением достаточно точного контура формы, близкого к окончательному. Пластины имеют стружколомы, геометрия которых снижает силы резания и обеспечивает эффективный сход стружки даже при обработке на станках с низкой скоростью резания. Фреза осуществляет мягкое резание, несмотря на высокую подачу, при обработке высокотвердых материалов. Материалами режущих пластин являются твердые сплавы сортов KC522M и KC525M. Возможная скорость резания — до 250 м/мин.

Торцовые фрезы, с. 11, 12, ил 1.

Фирмой Iscar выпущена серия экономичных торцовых фрез F45NMD-R08 с диаметрами 80 ÷ 200 мм из твердых сплавов, пригодных для черновой и получистовой обработки с глубиной резания менее 5,5 м. Во фрезах применяют восьмиугольные и перевертываемые режущие пластины с положительными углами резания (такие углы снижают силы резания), закрепляемые в своих гнездах одним винтом. Фрезы имеют никелевое

покрытие "hard touch", стойкое к коррозии и обладающее высокой износостойкостью, обусловленной низким коэффициентом трения. Подачи возможны в пределах до 0,5 мм/зуб, что обеспечивает высокую производительность резания.

Trametal. 2005. Nr. 94

Проблемы высокоскоростного фрезерования, с. 6, 8, ил. 2.

Изложены проблемы, возможности и особенности высокоскоростного фрезерования, а также рассмотрены параметры, влияющие на этот процесс, — это силы резания, характеристики режущих кромок, глубина резания, факторы, влияющие на вибрации при фрезеровании, условия для стабильного процесса резания. Проанализировано соотношение между программируемой подачей и толщиной срезаемой стружки применительно к круглой режущей пластине и приведена формула для расчета такого соотношения, обеспечивающего заданную толщину среза. Рассмотрена роль покрытия, в частности TiAlN, обеспечивающего предельную допустимую температуру нагрева при высокоскоростном фрезеровании, неопасную для инструмента.

Торцовая фреза, с 16, ил. 1.

Фреза типа EPS фирмы Tungaloy с цилиндрическим хвостовиком рекомендована для обработки плоских поверхностей и канавок. Точное позиционирование режущих пластин обеспечивает высокую точность обработки под углом 90° без оставления следов на стенках, что исключает необходимость применения моноблочных фрез для последующей чистовой обработки. Повышению точности обработки (меньше 0,05 мм/30 мм) способствуют каналы для подвода воздуха, увеличивающего эффективность охлаждения и удаления стружки. Предусмотрены фрезы с разными типами стружколомов: для обработки сталей, чугунов и коррозионностойких сталей.

Твердосплавная резьбовая фреза, с. 17, 18, ил. 1.

Проанализированы эксплуатационные возможности новой гаммы фрез, разработанных фирмой Prototyp, для нарезания внутренних и наружных резьб, а также преимущества этих фрез, выражающиеся в более высокой производительности резания и в особо высокой надежности процесса обработки резьб. Одна фреза может быть использована для обработки деталей разных диаметров, фрезерования левых и правых резьб, каждого диапазона допусков, а также деталей из материалов, при обработке которых образуется длинная и короткая стружка. Специальное покрытие фрез позволяет не применять СОЖ.

Сверла для орбитального сверления, с. 18, ил. 1.

В партнерстве с фирмой Novator, специализирующейся на производстве сверлильных станков, фирма Kennametal разработала технологию орбитального сверления, согласно которой осуществляется вращение сверла вокруг своей оси с одновременным эксцентричным вращением шпинделя. Такое техническое решение способствует снижению осевых сил резания, а прерывистый контакт режущих кромок с материалом детали снижает риск образования наростов на режущих кромках. Это также позволяет уменьшить диаметр сверла по сравнению с традиционными сверлами, что способствует более эффективному отводу стружки и снижению нагрева.

Преимущества и недостатки обработки без СОЖ, с. 36.

Анализируются преимущества и недостатки обработки без СОЖ. Указывается, что такие операции как точение, сверление, фрезерование, нарезание резьбы метчиками сейчас осуществляются преимущественно с СОЖ. Отмечается, что затраты на СОЖ, ее очистку, а также на осушение стружки или обезжиривание деталей превосходят затраты на инструмент.

Мощные, компактные и высокоскоростные лазеры, с 41, ил. 2.

Описаны лазеры мощностью 6 ÷ 8 кВт со сравнительно небольшими размерами, небольшие диодные лазеры, отличающиеся компактностью, а также лазеры, создающие ультракороткие импульсы, исчисляемые величиной в несколько 10^{-15} с. Такие лазеры, названные фемтосекундными, предназначены, в частности, для применения в медицине. Фирмой Bystronic создан компактный лазер, оснащенный двумя режущими или сварочными головками мощностью 6 кВт и отличающийся экономным расходованием энергии. Установка для лазерной резки Byjet 4022 имеет две независимо программируемые головки, число которых можно увеличить до четырех, обеспечивая скорость резания материалов до 50 м/мин при толщинах до 200 мм.

Токарные станки повышенной мощности, с 42, 43.

Сообщается о новых токарных станках, позволяющих с высокой эффективностью обрабатывать коррозионно-стойкие стали и жаростойкие материалы без применения СОЖ. Станки оснащены двумя шпинделями на уровне револьверных головок или шпинделями для фрезерования. Они характеризуются высокими частотами вращения двигателей, высокоэффективными и мощными системами смены деталей и многофункциональными инструментами.

Способ резки заготовок на электроэрозионном станке, с. 46, ил 1.

Сообщается о новом электроэрозионном станке модели FA20S фирмы Mitsubishi (Япония), обеспечивающем повышенное качество поверхности. На станке могут разрезаться заготовки крупных размеров, поскольку длины ходов по осям *X*, *Y* и *Z* равны 500, 350 и 300 мм соответственно. Станок полностью автономен, подача проволоки осуществляется автоматически. На станке можно разрезать заготовки как больших размеров (до 1000 × × 800 × 295 мм), так и заготовки очень малых размеров.

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

Новые клеящие технологии (развитие и обучение)

Европейская промышленность нуждается в современном ноу-хау в области технологий склеивания: Институт Фраунгофера в Бремене готовит инженеров и специалистов по технологиям склеивания с европейским дипломом.

Самолеты, микросхемы и мобильные телефоны имеют нечто общее: они держатся на адгезивах, как практически и любая другая продукция хай-тек. Без промышленных технологий склеивания — приоритетного технологического направления 21-го века — промышленность Европы не могла бы существовать. Именно поэтому специалисты инженерных и технических профессий со всей Европы становятся участниками программы повышения квалификации в области технологий склеивания, открывая для себя новейшие перспективы и получая по окончании курса сертификат международного образца. Этот уникальный для всего мира трансфер технологий происходит в Германии, во Фраунгоферском институте промышленных технологий и прикладных исследований материалов (IFAM), крупнейшем в Европе независимом научно-исследовательском и учебном заведении в области технологий склеивания.

В автомобилестроении, судостроении, на железнодорожном транспорте и в авиации все большее применение (уже многие годы) находят клеящие материалы и технологии. Сегодня существуют десятки тысяч специальных высокоэффективных адгезивов, не имеющих практически ничего общего с привычным канцелярским клеем в ящике стола. Во многих областях производства склеивание уже вытеснило сварку, резьбовые соединения, пайку. Высокоэффективные клеящие вещества можно обнаружить и в стимуляторе ритма сердца, и в оптоволоконной сети, и в элементе солнечной батареи, и в микросхеме. Только для нужд микроэлектронной промышленности в 2004 г. во всем мире было продано свыше 100 000 т адгезивов на общую сумму порядка 1 млрд евро. Совокупный оборот промышленности клеящих веществ, оборудования и материалов составляет примерно 37 млрд евро в год, причем около 60 % приходится на долю промышленных адгезивов. Доля рынка европейских компаний — почти одна треть.

"У склеивания — большой потенциал будущего, — поясняет проф. д-р Андреас Гросс, заведующий центром технологий склеивания института Фраунгофера. В отличие от резьбовых, клепаных, сварных или паяных соединений при склеивании не происходит ни нагревания, ни деформации материалов. Клеевые соединения отличаются высокой прочностью, поскольку соединение происходит по всей поверхности, а не лишь в отдельных точках, как в случае с винтами или заклепками. И, что особенно важно, возможна комбинация самых различных материалов — металла, стекла, пластмасс. Кроме того, специальные адгезивы подавляют вибрацию или шумы, защищают от коррозии, используются как электроизоляционные или, напротив, токопроводящие материалы."

Для того чтобы сделать изделие легче, меньше, энергоэкономичнее, дешевле и за более короткий срок требуются инновационные материалы, соединение которых возможно порой лишь с помощью адгезивов. Пример — полимерные волокна, находящие все большее применение в авиастроении. О высоком потенциале этих технологий свидетельствует и то, что боковые хвостовые конструкции новых европейских аэробусов выполнены из материалов на основе волокнистых композитов. "Решающее значение для промышленного успеха имеет грамотное применение технологий склеивания. От выбора соответствующих адгезивов, расчета структуры компонентов и до высокопрофессиональной практической реализации на том или ином предприятии. В промышленном производстве склеивание является не менее сложной и ответственной процедурой, чем сварка. Соответственно, требуются квалифицированные специалисты", — считает проф. д-р Андреас Гросс. Институт Фраунгофера (IFAM) — крупнейшее в Европе научно-исследовательское учреждение в области промышленных технологий склеивания не только обладает требуемой научной и технической компетенцией, но и пользуется мировым авторитетом в области подготовки специалистов соответствующего профиля.

Новые международные курсы с присвоением европейских сертификатов базируются на многолетнем опыте. С 1994 г. IFAM реализует учебные программы повышения квалификации для рабочих, техников, инженеров, научных работников различных организаций и предприятий: 2100 выпускников этих курсов работают в самых разных отраслях промышленности. С самого начала программа IFAM вызвала большой международный интерес — представители 20 европейских и неевропейских стран уже прошли подготовку по этой программе; часть курсов была проведена непосредственно в странах участников — Польше, Чехии, Турции, США.

"Наши сотрудники занимались под руководством специалистов института Фраунгофера IFAM, которые позаботились о том, чтобы обучение было максимально приближено к практике и при этом соответствовало новейшему уровню знаний. Приобретенные нашими сотрудниками знания и навыки приносят огромную практическую пользу для предприятия", — такой вывод сделал инженер Неврес Эздюзенчилер, заведующий отделом повышения квалификации MAN в Турции. По заказу этого производителя автобусов команда IFAM провела трехнедельные курсы в Анкаре для 16 сотрудников MAN, получивших квалификацию "Европейский специалист по технологиям склеивания". За пределами Европы курсы по повышению квалификации были проведены на заводе BMW в г. Спартанбург (США). Приближаются к успешному завершению переговоры с консалтинговой компанией ChemQuest об использовании программы повышения квалификации IFAM на франчайзинговой основе в США. С 2007 г. в Китае будут проводиться курсы для специалистов различных предприятий на базе нового научно-исследовательского центра Henkel в Шанхае.

Информация об учебных курсах:

EWF — European Adhesive Bonder: 1 неделя, 40 ч, язык обучения — английский;

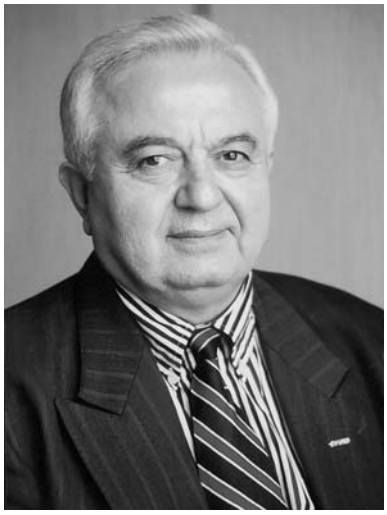
EWF — European Adhesive Specialist: 3 недели, 120 ч, язык обучения — английский

EWF — European Adhesive Specialist: 8 недель, 324 ч, в течение 11 месяцев, язык обучения — английский.

Дополнительная информация на сайте: www.bremen-bonding.com, или по электронной почте: ktinfo@ifam.fraunhofer.de.

Фраунгоферский институт промышленных технологий и прикладных исследований материалов (IPAM) — крупнейшее в Европе независимое научно-исследовательское учреждение в области промышленных технологий склеивания. Подразделение технологий склеивания и обработки поверхности IFAM занимается разработкой клеящих веществ, конструктивным расчетом клеевых и гибридных соединений в соответствии с режимом нагрузки, а также тестированием и определением качества клеевых и гибридных соединений. Эти направления деятельности дополняет работа по проектированию и автоматизации производственных процессов. Кроме того, важную роль играют аудиторский анализ качества процессов и программы повышения квалификации с присвоением сертификатов специалистов по технологиям склеивания. Области применения в промышленности — автомобилестроение, проектирование и строительство производственных комплексов, энергетика (приоритетное направление — ветровая и солнечная энергетика), микротехнологии, упаковочная промышленность, электротехника и др.

IFAM — один из институтов Фраунгоферского Общества (FhG), объединяющего 80 научно-исследовательских учреждений с 12.500 сотрудниками и имеющего бюджет на исследования и разработки 1 млрд евро, — ведущая независимая организация, занимающаяся прикладными исследованиями, в Европе.



Поздравляем юбиляра –
доктора технических наук, профессора, начальника научно-производственного комплекса "Металлургия гранул" ВИЛСа
ГЕНРИХА САРКИСОВИЧА ГАРИБОВА

Генрих Саркисович Гарибов родился 5 марта 1937 г. в г. Баку. В 1954÷1960 гг. учился в МВТУ им. Н. Э. Баумана. С 1960 г. по настоящее время работает во Всероссийском институте технологии легких и специальных сплавов (ВИЛС) Министерства авиационной промышленности.

За эти годы Генрих Саркисович прошел большой и интересный путь: инженер-конструктор (1960÷1964 гг.); мастер цеха горячего прессования жаропрочных никелевых и титановых сплавов (1964÷1965 гг.); заместитель начальника прессового цеха (1965÷1970 гг.); ведущий инженер, старший научный сотрудник, начальник научно-исследовательского сектора, заместитель начальника лаборатории горячего изостатического прессования дисков и валов ГТД из гранул жаропрочных никелевых сплавов (1970÷1981 гг.); начальник научно-производственного комплекса (начальник научно-исследовательской лаборатории и начальник цеха) по разработке промышленной технологии и производству тяжелонагруженных деталей авиационных и ракетных ГТД и ЖРД (1981÷1989 гг.); заведующий кафедрой "Машины и технология обработки металлов давлением" Государственного инженерного университета Армении (1989÷1993 гг.) и с 1993 г. по настоящее время — начальник научно-производственного комплекса "Металлургия гранул" ВИЛСа.

В ВИЛСе в 1973 г. Генрих Саркисович защитил кандидатскую диссертацию по проблеме горячего прессования жаропрочных никелевых сплавов, а в 1984 г. — докторскую диссертацию по проблеме горячего изостатического прессования тяжелонагруженных деталей ГТД из гранул жаропрочных никелевых сплавов.

Г. С. Гарибов является крупным специалистом в области механики сплошной и дискретной (сыпучей) сред, специального машиностроения и машиноведения, теории и технологии производства современных и перспективных материалов для газотурбостроения. Он создал известную в стране и за границей крупную лабораторию и научно-производственный комплекс в ВИЛСе, которые занимались разработкой основ теории и технологии принципиально нового процесса — металлургии гранул, основанной на сверхбыстрой кристаллизации малых масс расплава и последующем горячем изостатическом прессовании их в крупные детали с теоретической плотностью.

Руководил работами и принимал непосредственное участие в разрабтке технологии и производстве критических компонентов серии современных и перспективных авиационных и ракетных, морских и промышленных двигателей.

Г. С. Гарибов является профессором кафедры "Технология конструкционных материалов" МГТУ им. Н. Э. Баумана. С 1996 г. он член Американского института порошковой металлургии (APMI), с 2000 г. — член Американского общества материалов (ASM). Имеет 432 научные публикации, в том числе 93 изобретения, является членом редакционных советов четырех журналов и семи книг.

За разработку технологии производства специальных материалов для авиационной и ракетной техники Г. С. Гарибов награжден рядом медалей; в 1988 г. ему присуждена Государственная премия СССР в области науки и техники.

За научные достижения в области металлургии гранул жаропрочных никелевых сплавов Г. С. Гарибов в 2004 и 2005 гг. Американским автобиографическим институтом признан "Человеком года", а в 2006 г. Кембриджским международным автобиографическим Центром (Англия) признан "Выдающимся интеллектуалом XXI века" за научные публикации в области металлургии гранул.

Редакционная коллегия и коллектив редакции журнала "Вестник машиностроения" сердечно поздравляют Генриха Саркисовича Гарибова с 70-летием и желают здоровья, оптимизма и дальнейших творческих успехов