ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

11

2009

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

ООО «Издательство Машиностроение»
107076, Москва, Стромынский пер., 4

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Алексейчук Г.П., д-р техн. наук, **Алешин Н.П.,** д-р техн. наук, акад. РАН, **Братухин А.Г.,** д-р техн. наук, **Воронцов А.Л.,** д-р техн. наук, **Гусейнов А.Г.,** д-р техн. наук, **Дмитриев А.М.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Древаль А.Е.,** д-р техн. наук (председатель секции технологии машиностроения), **Дроздов Ю.Н.** д-р техн. наук, акад. РИА и РАК (председатель секции конструирования и расчета машин), **Кутин А.А.,** д-р техн. наук, **Омельченко И.Н.** д-р техн. и экон. наук (председатель секции организации и экономики производства), **Пименов А.Ф.,** д-р техн. наук, **Попов Д.Н.,** д-р техн. наук, **Рыбин В.В.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Салтыков М.А.,** д-р техн. наук, **Трегубов Г.П.,** д-р техн. наук, **Цыганкова И.А.** (ответственный секретарь)

Адрес редакции:

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

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

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

Цена свободная

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Каргин П. А. — Зубчатые эвольвентные передачи с несимметричными профилями зубьев колес: применение, синтез, изготовление . . . 3

Каракулов М. Н., Каракулова Е. В. — Модификация геометрии плунжерного зацепления по условию снижения интенсивности заедания . . . 7

Мамедов А. Ф. — Определение ударного импульса в точке зацепления зубьев ведущего и ведомого колес зубчатой передачи . . . 9

Касьянов В. Е., Дудникова В. В. — Повышение надежности и эффективности работы машины на основе увеличения усталостного ресурса деталей . . . 11

Шишкарев М. П. — Эволюционная классификация адаптивных фрикционных муфт . 16

Санаев Н. К., Махин А. В., Сальницкий Ф. А. — Использование САПР в подготовке производства поршня дизеля с камерой сгорания сложной конфигурации . . . 19

Кузин М. А. — Математическое моделирование и вибрационная надежность центрифуги для разделения суспензий . . . 24

Ванчиков В. Ц. — Адгезия жидкости к твердой поверхности обтекания . . . 27

Цыбулько А. Е., Романенко Е. А. — Критерии предельного состояния квазиоднородных и структурно-неоднородных материалов при растяжении—сжатии . . . 31

Рудых Н. В. — Использование микроструктурного изображения для оценки напряженно-деформированного состояния металла . . . 33

В помощь конструктору и расчетчику

Иванов А. С., Ермолаев М. М. — Влияние касательной податливости контактного слоя ремня на тяговую способность плоскоременной передачи . . . 35

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

Гончаров С. В., Тарасенко А. Т., Иванов В. А. — Исследование зависимости коэффициента трения от концентрации антифрикционного компонента в рабочем слое подшипника скольжения . . . 40

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Горчев В. С. — Решение для автоматических линий структуры "2 × 1" дискретного действия с производительностями участков $q_1 > q_2$ без учета их совместных отказов и отказов бункера . . . 46

Базров Б. М., Родионова Н. А., Насиров Э. З. — Классификация базирующих элементов станочных приспособлений . . . 53

Петрушин С. И., Проскоков А. В. — Теория несвободного резания материалов. Геометрия несвободного резания . . . 56

Королёв А. В., Болкунов В. В., Королёв А. А. — Технология безотходного разделения на штучные заготовки . . . 64

Мамедов А. Т., Микаилов У. Р. — Влияние теплоизоляционного полимерного покрытия на образование отбела кокильных отливок . . . 69

Обработка материалов без снятия стружки

Кузнецов В. П., Ильичев С. А., Горгоц В. Г. — Динамика упругого выглаживания поверхностей деталей с отверстиями на токарно-фрезерных центрах . . . 71

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Расторгуев Г. А. — Направления повышения надежности технологических систем . . 76

Коновалов Л. — Технология SafeQ и примеры ее реализации . . . 79

Сурков И. А. — О порочной практике оценки износа тяжелых машин металлургического комплекса по сумме амортизационных отчислений . . . 84

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Мамити Г. И. — Тормозной механизм барабанного типа с самоустанавливающимися колодками . . . 89

Иванов А. Н. — Выставка "Металлургия — Литмаш-2009" . . . 93

Вниманию читателей . . . 68, 92, 96

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Kargin P. A. — Involutes gearings with asymmetrical teeth profiles: application, synthesis, production

Karakulov M. N., Karakulova E. V. — Modification of the plunger engagement geometry per the jamming intensity lowering condition

Mamedov A. F. — Determination of a shock pulse in the mesh point of the gear's driving and driven wheels

Kas'yanov V. E., Dudnikova V. V. — Machine's reliability and operating efficiency improvement on the basis of the details fatigue resource enhancement

Shishkarev M. P. — Evolutional classification of adaptive friction clutches

Sanaev N. K., Makhin A. V., Sal'nitcky F. A. — CAD system use in the preproduction of the diesel's piston with combustion chamber of complicated geometry

Kuzin M. A. — Mathematical modeling and vibration reliability of a centrifuge for separation of suspensions

Vanchikov V. Ts. — Adhesion of a liquid to a solid streamline surface

Tsybul'ko A. E., Romanenko E. A. — Limiting state criteria of quasi-homogeneous and structural-inhomogeneous materials at a stress-strain

Rudykh N. V. — Using of a microstructure image for estimation of a metal's deflected mode

For the benefit of designer and estimator

Ivanov A. C., Ermolaev M. M. — Influence of tangential yielding of contact layer of driving belt on a flat-belt transmission pulling ability

Series of articles "Problems of tribology — friction, wear and lubrication"

Goncharov S. V., Tarasenko A. T., Ivanov V. A. — Study of dependence of the friction coefficient upon the concentration of antifriction component in working layer of slider bearing

MANUFACTURING ENGINEERING

Gorchev V. S. — A solution for the transfer lines of "2 × 1" structure of discrete action with productivities of sections $q_1 > q_2$ without regard for their joint failures and the bunker failure

Bazrov B. M., Rodionova N. A., Nasirov E. Z. — Classification of basic blocks of machine attachments

Petrushin S. I., Proskokov A. V. — Theory of the materials restricted cutting. Restricted cutting geometry

Korolev A. V., Bolkunov V. V., Korolev A. A. — Wasteless separation technology on the piece blanks

Mamedov A. T., Mikailov U. R. — Influence of a heat-insulated polymer coating upon a chill formation of permanent-mold castings

Chipless materials working

Kuznetsov V. P., Il'ichev S. A., Gorgots V. G. — Dynamics of elastic burnishing of the details surfaces with holes on the turn/mill centers

PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

Rastorguev G. A. — Directions of technological systems reliability enhancement

Konovalov L. — SafeQ technology and examples of its realization

Surkov I. A. — On faulty practice of the wear estimation of the heavy machines of metallurgical complex on the basis of capital allowances

TECHNICAL INFORMATION

Mamiti G. I. — Drum brake assembly with self-installing shoes

Ivanov A. N. — The "Metallurgy — Casting machines — 2009" exhibition

To reader's attention

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*
Технический редактор *О. А. Ефремова*
Корректор *Т. В. Пчёлкина*

Сдано в набор 03.09.2009. Подписано в печать 16.10.2009.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 13,09. Заказ 948.

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

© ООО "Издательство Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2009

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.86

П. А. КАРГИН, канд. техн. наук (РГАСХМ, г. Ростов-на-Дону),
e-mail: wmouse@aaanet.ru

Зубчатые эвольвентные передачи с несимметричными профилями зубьев колес: применение, синтез, изготовление

Путем исследования области возможных исполнений зубчатых эвольвентных передач с несимметричными профилями зубьев с приемлемыми показателями качества выделены три "уровня" передач, характеризующихся в совокупности величинами углов зацепления, показателями качества, видом зубьев колес и способами их изготовления. Такая классификация передач позволяет предсказать их свойства и уменьшить трудозатраты на проектирование.

Ключевые слова: зубчатые эвольвентные передачи, несимметричный профиль зубьев, методы синтеза, способы изготовления.

By means of investigation of possible performances of involutes gearings with asymmetrical teeth profiles and acceptable quality indexes the three "level" of gears, characterized in aggregate by angles of action values, quality indexes, wheel's teeth type and their producing methods, were extracted. Such classification of the gears enables to predict their properties and to reduce the design man-hours.

Keywords: involutes gearings, asymmetrical teeth profile, methods of synthesis, producing methods.

Подавляющее большинство эвольвентных зубчатых передач современных машин передают вращение одной стороной зубьев. К этой категории можно отнести технологические машины, у которых направление вращения звеньев привода определено технологическим процессом, выполняемым машиной, а также грузоподъемные машины, у которых одни и те же профили зубьев колес работают и при подъеме груза, и при его опускании [1]. Что касается транспортных машин, то их зубчатые колеса работают вторыми профилями зубьев лишь в режиме "торможение двигателем", при котором пробег машины составляет небольшую часть от всего ее пробега. Односторонняя передача вращающего момента в основном происходит и в редукторах современных пассажирских самолетов, реверс двигателя которых осуществляется в течение незначительных отрезков времени [2].

Синтезировать зубчатые передачи с перераспределением ресурса и надежности разноименных профилей зубьев в пользу основного (рабочего) профиля было предложено уже достаточно давно [3]. Однако с тех пор имеются лишь единичные примеры [2, 4] использования этого прогрессивного метода конструирования зубчатых передач. Такое положение вещей, на наш взгляд, связано с недостаточной теоретической и методической разработками геометрических и прочностных расчетов зубчатых передач с несимметричными профилями зубьев, а также с недостаточным исследованием возможностей осуществления таких передач при изменении их параметров, что приводит к неуверенности в результате и желанию избежать их проектирования. Настоящая работа направлена на преодоление некоторых из перечисленных выше недостатков и затруднений при синтезе таких передач. При этом в результате применения несимметричных профилей зубьев можно достичь повышения контактной прочности рабочего профиля, снижения номинальных напряжений изгиба и теоретического коэффициента концентрации напряжений, а также повышения коэффициента перекрытия зубчатой передачи.

Все возможные решения по синтезу передач с несимметричными профилями зубьев по главным параметрам передач, целям и месту их применения, методам синтеза и способам изготовления условно разделены на три "уровня". Рассмотрим характеристики передач каждого уровня.

Передачи уровня I

Эти передачи характеризуются относительно небольшими величинами углов зацепления рабочих (α_w) и вспомогательных (α_w^*) профилей и относительно небольшой разницей этих углов (например, в работе [2] — соответственно 41° и 18°, а в работе [4] — 33° и 25°). Отнесем также к передачам уровня I передачу (рис. 1) с прямыми зубьями, изготовленными обкаткой реечным инструментом, с числами зубьев $z_1 = 17$, $z_2 = 28$, межосевым расстоянием

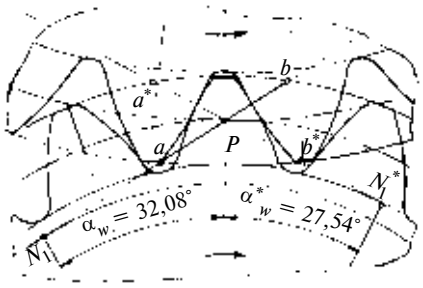


Рис. 1. Фрагмент зацепления эвольвентной прямозубой передачи уровня I

$a_w = 71{,}00$ мм, углами зацепления $\alpha_w = 32{,}08°$ и $\alpha_w^* = 27{,}54°$, коэффициентами перекрытия $\varepsilon_\alpha = 1{,}19$ и $\varepsilon_\alpha^* = 1{,}261$. Толщину зубьев по окружности вершин шестерни и колеса для рабочего зацепления определяли по зависимости $S_a = 0{,}4d_b/z$, где d_b — диаметр основной окружности колеса. Это соотношение рекомендуется методом расчета эвольвентных передач со свободно выбираемыми параметрами реечного зуборезного инструмента [2].

Очевидно, что по кинематическим закономерностям рабочие и вспомогательные профили шестерни и колеса должны иметь единые начальные окружности, а по технологическим условиям изготовления обкаткой реечным инструментом — единые делительные окружности, а также окружности вершин и впадин зубьев. Совокупность этих требований делает невозможным исполнение точных зацеплений для обеих пар профилей такой "сдвоенной" передачи, что подтвердилось в дальнейшем расчетами.

Последовательность операций при расчете. Сначала с использованием области существования эвольвентного зацепления [5] выполняли расчет рабочего зацепления (в данном случае из условия равнопрочности зубьев по изгибу) и синтезировали симметричный производящий реечный контур (ПРК) инструмента для его изготовления. Затем в той же области существования выполняли расчеты геометрии вспомогательного зацепления и симметричного ПРК для него, добиваясь получения оптимального варианта. Далее составляли единый несимметричный ПРК для одновременного формирования левого и правого профилей зубьев шестерни и колеса для рабочего и вспомогательного зацеплений. После этого из профилей половин симметричных зубьев составляли целые профили зубьев с различными углами зацепления рабочего и вспомогательного профилей. Для рассматриваемой передачи углы наклона режущих кромок ПРК составили 30° и 25°, а углы зацепления профилей 32,08° и 27,54° (подробные расчеты и числовые результаты см. в работе [6]).

Как указывалось выше, при проектировании рассмотренной передачи с изготовлением ее с помощью реечного обкатного инструмента неизбежно получение профилей с погрешностями. При малой разнице углов зацепления рабочего и вспомогательного профилей и при их небольших абсолютных значениях эти погрешности невелики и с ними можно мириться. Так определяется верхняя граница применения передач уровня I: она проходит там, где погрешности профилей зубьев начинают превышать значения, допустимые по точности передачи.

Передачи уровня II

В передачах уровня II соотношение углов зацепления рабочего и вспомогательного профилей составляет значительно большую величину, чем в передачах уровня I; углы зацепления колеблются примерно в интервалах $15 \div 25°$ для вспомогательного профиля и $40 \div 50°$ для рабочего профиля. Следует отметить, что изготовление колес для этих передач методом обката реечным зуборезным инструментом невозможно из-за получения профилей с большими погрешностями. Следовательно, зубья можно изготовить только с помощью дисковой фрезы или с применением других технологий копирования. Укажем также, что и геометрический расчет таких зубчатых передач должен вестись по другим, чем для передач уровня I, формулам, не содержащим параметры зуборезного инструмента, обычно используемые в современных расчетах эвольвентных передач: модуль, угол профиля зуба инструмента, коэффициент радиального зазора, коэффициент смещения и, наконец, делительную окружность.

Ввиду того, что при расчете передач уровня II многие из них оказываются непригодными по различным конструктивным характеристикам зубьев и передач, целесообразно предварительно использовать графоаналитический метод проектирования передачи с построением картины зацепления. Точный аналитический расчет может быть выполнен для отобранных передач теми же способами, которые приведены далее для передач уровня III.

Исходными параметрами для расчета являются: межосевое расстояние a_w, числа z_1 и z_2 зубьев колес передачи, углы α_w и α_w^* зацепления рабочих и вспомогательных профилей, минимально необходимые коэффициенты ε_α и ε_α^* перекрытия тех и других профилей.

Первоначально рассчитывают радиусы начальных (r_{w_1}, r_{w_2}) и основных (r_{b_1}, r_{b_2}, $r_{b_1}^*$, $r_{b_2}^*$) профилей по формулам:

$$r_{w_1} = \frac{a_w}{1 + z_2/z_1}; \; r_{w_2} = a_w - r_{w_1};$$

$$r_{b_{1,2}} = r_{w_{1,2}} \cos\alpha_w;$$

$$r_{b_{1,2}}^* = r_{w_{1,2}} \cos\alpha_w^*.$$

Шаги зубьев по основным окружностям рабочих (p_b) и вспомогательных (p_b^*) профилей находят по формулам: $p_b = 2\pi r_b/z$; $p_b^* = 2\pi r_b^*/z$.

Определяют необходимую длину активных участков линий заце-

пления рабочих ($a_п b_п$) и вспомогательных ($a^* b^*$) профилей:

$$a_п b_п = \varepsilon p_b;\ a^* b^* = \varepsilon^* p_b^*.$$

Различное расположение полюса P на этих линиях приведет к разным диаметрам окружностей вершин зубьев и, следовательно, к разным (но незначительно отличающимся, как показали построения) значениям толщины S_a по окружности вершин зубьев. При $z_1 = z_2$ очевидно, что $a_п P = P b_п$, $a^* P = P b^*$.

При исследовании передач этого уровня были рассчитаны около десяти вариантов передач только при $z_1 = z_2$ в целях получения значимых результатов. Если же требуется рассчитать передачу при $z_1 \neq z_2$, то следует иметь в виду, что полученные выводы с качественным соответствием применимы к малому колесу, которое и является обычно слабейшим из колес зубчатой пары. Заметим также, что задачу редуцирования угловой скорости в приводе целесообразно возложить на другие зубчатые пары привода, в частности на пары серийного редуктора. Передачи имели различные числа зубьев, межосевые расстояния, углы зацепления.

Отметим, что при недостаточно большом числе зубьев их вершины заостряются. Это следует из формулы для толщины S_y зуба по окружности произвольного радиуса r_y, которая здесь приобретает новый вид [7]:

$$S_y = 2r_y\left(\frac{S_w}{2r_w} + \mathrm{inv}\alpha_w - \mathrm{inv}\alpha_y\right),$$

где S_w — толщина зуба по дуге начальной окружности; r_w — радиус начальной окружности.

При увеличении угла профиля α_y на вершине зуба резко возрастает $\mathrm{inv}\alpha_y$, вследствие чего зуб заостряется.

Для зубчатых передач уровня II, в частности для передачи с прямыми зубьями, изготовленными копированием, с $z_1 = z_2 = 50$, $\alpha_w = 15°$, $\alpha_w^* = 45°$, $\varepsilon_\alpha = 2{,}09$, $\varepsilon_\alpha^* = 1{,}2$ (рис. 2), были графически построены картины зацепления. Графическое построение не нуждается в подробных пояснениях. Укажем лишь, что оно основано на методе использования основных шагов зацеплений и графическом построении эвольвенты. Угол φ^* (см. рис. 2) находится из условия $\varphi^* = \cup N_2^* P^* / r_b^* = N_2^* P / r_b^*$, выражающего основное свойство эвольвенты окружности.

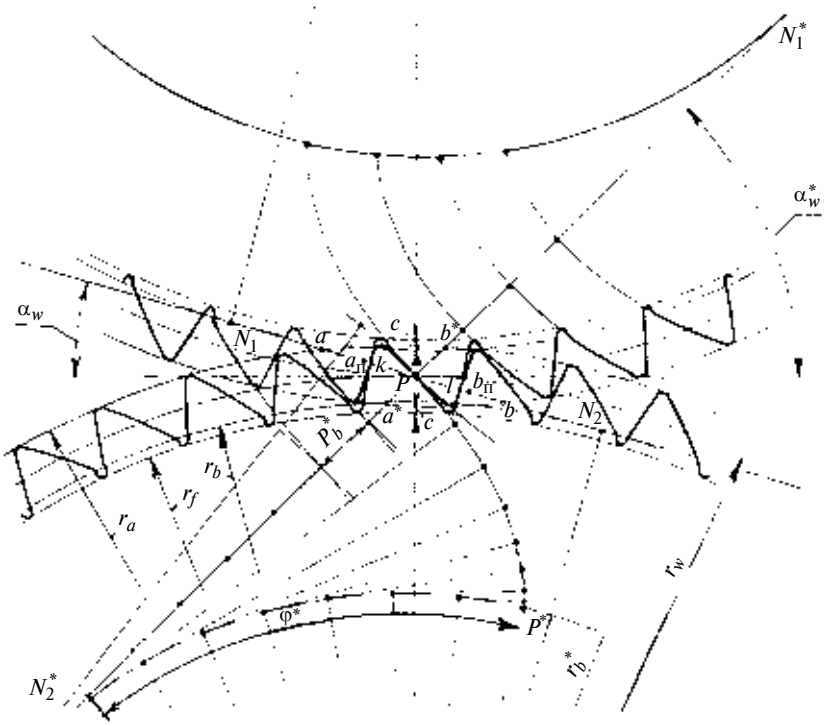


Рис. 2. Графическая картина зацепления эвольвентной прямозубой передачи уровня II

Анализ построенных картин зацепления привел к следующим выводам. Большинство передач имели такие конструктивные дефекты зубьев: неэвольвентную часть профиля на вершине зуба, мелкие зубья, заостренные зубья, торцевой коэффициент перекрытия, меньший единицы (разумеется, для преодоления последнего недостатка могут быть применены косые зубья).

Картина зацепления с приемлемыми, по нашему мнению, конструктивными формами зубьев приведена на рис. 2. После проведения окружностей вершин зубьев радиусом r_a следует уточнить положение концов активной линии зацепления ab (вместо проектной $a_п b_п$), а также найти фактический коэффициент перекрытия по формуле $\varepsilon_a = ab/p_b$.

Величины радиальных зазоров устанавливали по аналогии с передачами, нарезанными стандартным реечным инструментом по ГОСТ 13755—81. У последних радиальный зазор (при нулевых зубчатых колесах) равен 0,125 от глубины захода зубьев друг за друга. Впадины зубьев могут быть оформлены кривыми, плавно сопрягающимися с эвольвентами профилей. Для этого можно использовать дуги окружностей и (или) кривые семейства удлиненных эвольвент, известных как автоматически получающиеся переходные кривые при использовании реечного инструмента.

Из конструктивных особенностей передачи видно, что по сравнению с передачей с симметричными профилями зубьев она может иметь повышенные изгибную и контактную прочности основных профилей вследствие гарантированного двухпарного

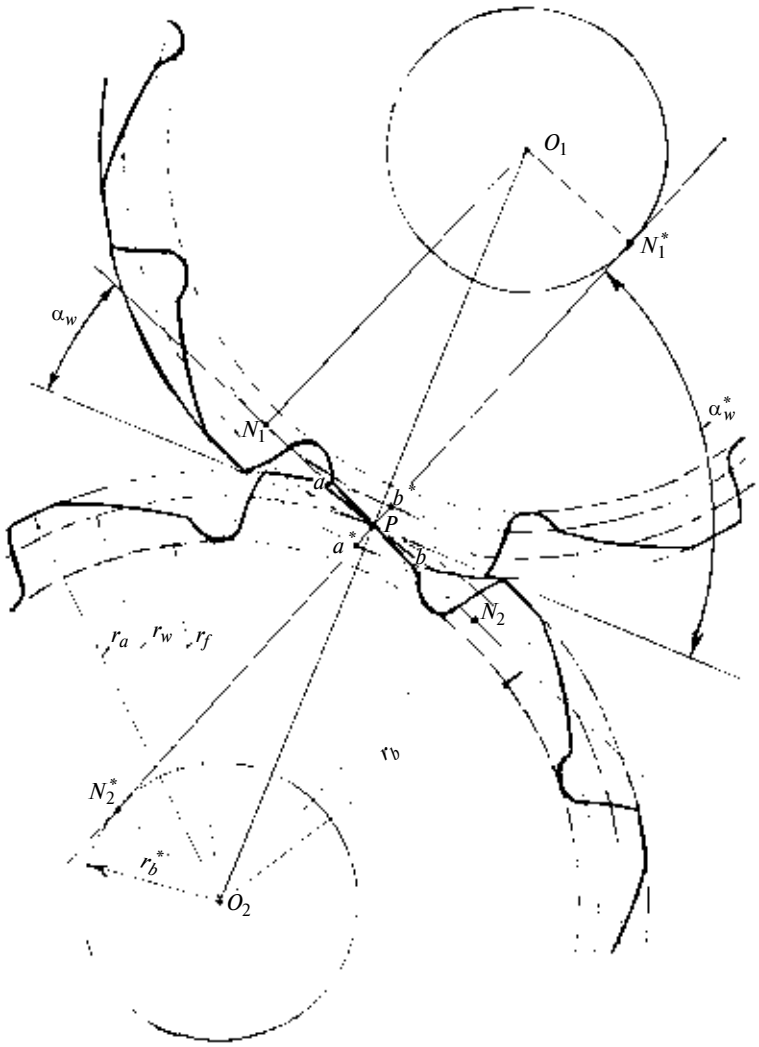


Рис. 3. Графическая картина зацепления эвольвентной косозубой передачи уровня III

зацепления и вполне работоспособное зацепление вспомогательных профилей.

Передачи уровня III

Углы зацепления передач этого уровня находятся в пределах: рабочего профиля — $10 \div 20°$, вспомогательного — $50 \div 89°$. В таких передачах на параметры накладываются, естественно, еще более жесткие ограничения, чем в передачах уровня II. Были исследованы около десяти таких передач с построением картин зацепления. Следует заметить, что вследствие малых значений коэффициента торцевого перекрытия обоих профилей зубьев колеса таких передач могут быть только косозубыми, а изготовлять их можно только методом копирования, в частности с помощью дисковой фрезы с несимметричным профилем. Изготовление таких колес на зубофрезерном станке описано в работе [7]. Если число зубьев колеса большое, то из-за малого шага эвольвента профиля зуба не успевает "развиться", что приводит к мелким зубьям. Предпочтительно число зубьев, равное и меньшее 10. При числе зубьев $z < 5$ колеса должны иметь бóльшую ширину.

При профилировании передач уровня III приходится, как и при профилировании передач уровня I, составлять профили зубьев колес из профилей половин симметричных зубьев с рабочим и вспомогательным профилями. В результате этого профиль с бóльшим углом зацепления занимает значительно бóльшую часть углового шага. Этим можно достигнуть достаточного размера зуба по высоте и увеличить коэффициент торцевого перекрытия.

На рис. 3 показана картина зацепления в торцевой плоскости косозубых колес с несимметричными профилями зубьев, изготовленных копированием, зубчатой передачи уровня III с параметрами: $z_1 = z_2 = 10$, $\alpha_w = 20°$, $\alpha_w = 70°$, $\varepsilon_\alpha = 0{,}5$, $\varepsilon_\alpha^* = 0{,}8$.

Выводы

1. В работе показано, что все зубчатые передачи с несимметричными профилями зубьев условно могут быть отнесены к передачам трех уровней, отличающимся друг от друга величинами и соотношением углов зацепления рабочих и вспомогательных профилей, методикой геометрического расчета, продольной формой зубьев, способами изготовления зубчатых колес, габаритными размерами и коэффициентами перекрытия. Это позволит прогнозировать результаты синтеза и уменьшить трудозатраты на проектирование привода.

2. Благодаря различию свойств передач указанных трех уровней цели их применения могут быть различными: повышение ресурса и надежности передачи, плавности ее работы; достижение эффекта самоторможения.

3. Следует отметить, что проектирование передач с несимметричными профилями зубьев все-таки надо отнести к экстремальному проектированию. Такие решения следует применять, когда известные способы улучшения качества передачи или получения ее специальных свойств неэффективны. При этом необходимо критически пересмотреть общепризнанные конструктивные критерии передач: нормы заострения зубьев и их подреза, коэффициенты перекрытия, применение

УДК 621.833.6

М. Н. КАРАКУЛОВ, канд. техн. наук, Е. В. КАРАКУЛОВА (Ижевский ГТУ), e-mail: vfistu@udm.net

Модификация геометрии плунжерного зацепления по условию снижения интенсивности заедания

Разработан метод модификации геометрии плунжерного зацепления из условия оптимизации относительного скольжения в целях уменьшения интенсивности заедания. Приводится пример расчета плунжерной передачи опытного редуктора.

Ключевые слова: зубчатое зацепление, кулачковый механизм, плунжерная передача, интенсивность заедания, скольжение.

Modification method of the plunger engagement geometry from the optimization of relative sliding condition was elaborated with a view of the jamming intensity decreasing. A calculation example of the plunger engagement for an experimental reducer is presented.

Keywords: gearwheel, cam gear, plunger gearing, the jamming intensity, sliding.

Плунжерные передачи — механизмы, совмещающие в себе качества и структуру двух типов кулачковых механизмов: нецентрального плоского кулачкового механизма и зубчатого зацепления.

Принцип работы плунжерной передачи можно объяснить на примере ее аналога — реечно-кулачкового механизма (рис. 1). В таком механизме на валу *1* установлены кулачки *2*, совершающие вместе с ним вращательное движение. Толкатель *3*, совершая возвратно-поступательное движение, закон которого зависит от формы кулачка, входит в контакт с рейкой *4*, вынуждая ее совершать поступательное движение. Основным отличием плунжерной передачи от рассмотренного аналога является замена рейки на зубчатое колесо внутреннего зацепления.

В таких условиях работы на фоне относительно высоких скоростей скольжения в зацеплении контактная прочность профилей зацепления (при соответствующей термообработке) не является лимитирующей. А на первый план выходят факторы, вызывающие заедание, которое в зацеплении плунжерной передачи заключается в схватывании сопряженных профилей с последующим разрушением мгновенного соединения, что сопровождается переносом металла и повреждением контактирующих поверхностей. В момент заедания резко увеличивается коэффициент трения скольжения, возрастают температура и виброакустическая активность [1, 2]. Факторы, влияющие на интенсивность заедания, можно разделить на три группы: конструктивные, технологические и эксплуатационные. Для уменьшения заедания на основе технологии изготовления выгодно уменьшать шероховатость контактирующих поверхностей и увеличивать их твердость, а также проводить приработку [2, 3]. С точки зрения эксплуатации передачи выгодно увеличивать вязкость масла и использовать антифрикционные присадки. Но самым эффективным способом уменьшения заедания является конструктивный, который заключается в изменении геометрических параметров плунжерного зацепления.

Экспериментальные данные [4] подтвердили также влияние макрогеометрии сопряженных поверхностей на интенсивность заедания. Наиболее значимым фактором, связанным с геометрией зацепления, является процесс скольжения.

В случае точного зацепления, при котором профиль зуба колеса эквидистантен траектории движения точек плунжера, угол давления зависит только от закона движения плунжера, а не от профиля элементов зацепления. Для уменьшения скольжения в зацеп-

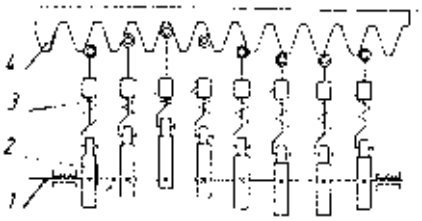


Рис. 1. Кулачково-реечный механизм

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

косых зубьев. Следует также использовать активное конструирование конфигураций зубьев.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Каргин П. А.** Синтез новой схемы самотормозящегося зубчатого привода // Изв. вузов. Сев.-Кав. регион. Техн. науки. 2006. № 1. С. 96, 97.

2. **Вулгаков Э. Б., Капелевич А. Л.** Редуктор авиационного турбовинтового двигателя ТВ7-117 // Вестник машиностроения. 2000. № 11. С. 13—17.

3. **Вулгаков Э. Б.** Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. Обобщенная теория и проектирование. М.: Машиностроение, 1974. 264 с.

4. **Вулгаков Э. Б.** Возможности несимметричных зубчатых передач // Вестник машиностроения. 1986. № 4. С. 14—16.

5. **Вулгаков Э. Б., Васина Л. М.** Эвольвентные зубчатые передачи в обобщающих параметрах: Справочник. М.: Машиностроение, 1978. 174 с.

6. **Каргин П. А.** Синтез и оценка качества эвольвентной зубчатой передачи с несимметричными профилями зубьев // Изв. вузов. Машиностроение. 1998. № 10—12. С. 3—9.

7. **Гавриленко В. А.** Зубчатые передачи в машиностроении. М.: Машгиз, 1962. 532 с.

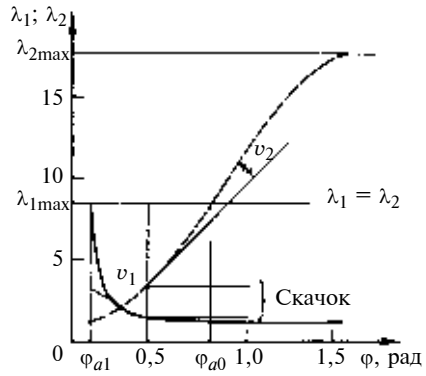


Рис. 2. Определение угла φ_{a0} из условия выравнивания удельного скольжения

лении можно определить длину и расположение дуги активного зацепления, что позволит использовать ту часть профиля зуба зубчатого колеса, в контакте с которой скольжение будет минимальным.

Характер изменения коэффициентов удельного скольжения плунжера (λ_1) и зубчатого колеса (λ_2) в зависимости от угла φ поворота волнообразователя (рис. 2) указывает на то, что более интенсивному изнашиванию подвержены головки зубьев зубчатого колеса и плунжеров, что подтверждают и результаты испытаний опытных образцов.

Из рис. 2 видно, что в полюсе зацепления наблюдается скачок относительного скольжения, что обусловливает увеличение сил трения [5]. Наиболее неблагоприятные условия имеют место в полюсе, где наблюдается большая неравномерность коэффициентов λ_1 и λ_2, что при немногопарном зацеплении приводит к возрастанию коэффициентов трения и, следовательно, заеданию.

При выходе из зацепления ножка зуба зубчатого колеса имеет значительно большее относительное скольжение. Очевидно, что путем перемещения рабочего участка дуги $\varphi_{a1}\varphi_{a0}$ зацепления можно уравнять коэффициенты относительного скольжения, что будет способствовать уменьшению скольжения и интенсивности заедания. Для этого следует решить уравнение $\lambda_1(\varphi_{a1}) = \lambda_1(\varphi_{a0})$ относительно угла φ_{a0}. Для опытного образца ПВР-2 при $\varphi_{a1} = 0{,}1$ рад получим $\varphi_{a0} = 0{,}8$ рад, т. е. угол активного зацепления составляет $\varphi_{ta} = \varphi_{a0} - \varphi_{a1} = 40{,}1°$.

Однако чрезмерное увеличение φ_{a1}, которое ведет к уменьшению относительного скольжения, приводит к уменьшению φ_{a0}, что может стать причиной очень малого угла φ_{ta}, который, в свою очередь, пропорционален коэффициенту перекрытия. Поэтому выбор между снижением относительного скольжения и получением приемлемого перекрытия в зацеплении зависит от условий работы механизма. Например, в тяжелонагруженных тихоходных передачах относительное скольжение в зацеплении как качественный критерий может отойти на второй план, уступая место требованию большой многопарности зацепления, что не относится к скоростным передачам, в которых высокое относительное скольжение может привести к резкому увеличению интенсивности заедания.

В таком сложном процессе, как заедание, одним из важных факторов является ускоренное скольжение зубьев [6], а не вообще скольжение. Теоретически доказано [6] и экспериментально подтверждено, что выравнивание коэффициентов ускоренного скольжения λ_{a1} и λ_{a2} (в отличие от выравнивания λ_1 и λ_2) позволяет уменьшить интенсивность заедания.

Показатели λ_{a1} и λ_{a2} можно определить из выражений $\lambda_{a1} = d\lambda_1(\varphi)/d\varphi$ и $\lambda_{a2} = d\lambda_2(\varphi)/d\varphi$, геометрический смысл которых поясняется уравнениями $\lambda_{a1} = \mathrm{tg}\vartheta_1$ и $\lambda_{a2} = \mathrm{tg}\vartheta_2$ (см. рис. 2).

Анализ полученных данных показал, что зуб зубчатого колеса находится в более выгодном положении, испытывая меньшее ускоренное скольжение, чем профиль плунжера.

Для уменьшения негативного влияния ускоренного скольжения в зацеплении можно оптимизировать размещение активной части дуги зацепления. Для этого, учитывая более выгодное положение зуба зубчатого колеса, а также для получения приемлемого значения коэффициента перекрытия необходимо определить максимальное значение $\lambda_{a2}(\varphi_{a0})$ и решить относительно φ_{a1} уравнение

$$\lambda_{a1}(\varphi_{a1}) = \lambda_{a2}(\varphi_{a0})_{\max}. \qquad (1)$$

Полученный результат позволит определить оптимальное расположение дуги активного зацепления с точки зрения выравнивания коэффициентов ускоренного скольжения.

Приближенное численное решение уравнения $d\lambda_{a2}(\varphi_{a0})/d\varphi = 0$ для опытного образца дало $\varphi_{a0} = 0{,}896$ рад, а уравнения (1) — $\varphi_{a1} = 0{,}211$ рад, что соответствует $\varphi_{ta} = 39{,}2°$ и теоретическому значению коэффициента перекрытия $\varepsilon = 2{,}2$ в каждой зоне зацепления. По полученным результатам построены графики выровненных на активном участке дуги зацепления коэффициентов ускоренного скольжения для ПВР-2 (рис. 3).

Для реализации полученного решения необходима модификация геометрии зацепления, которая представлена на рис. 4.

Для получения расчетного угла φ_{a0} необходимо изменение радиуса r_{a2} окружности выступов зубчатого колеса на величину $\Delta r_{a2}(\varphi_{a0})$.

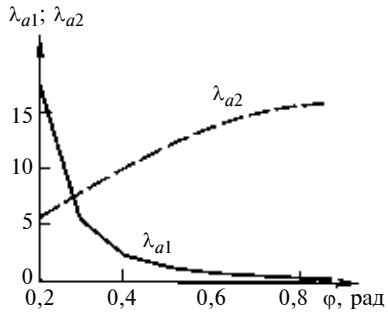


Рис. 3. Выравнивание коэффициентов λ_{a1} и λ_{a2} путем перемещения дуги активного зацепления

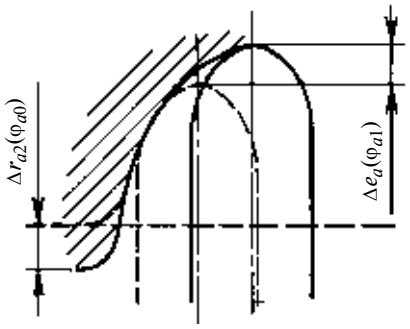


Рис. 4. Модификация геометрии точного плунжерного зацепления

Значение $\Delta r_{a2}(\varphi_{a0})$ определяется выражением

$$\Delta r_{a2}(\varphi_{a0}) = \left[e_0\cos\left(\frac{\pi}{2} - \varphi_{a0}\right) + \sqrt{r_{a2}^2 - e_0^2\sin^2\left(\frac{\pi}{2} - \varphi_{a0}\right)}\right] - (r_{a2} + e_0), \quad (2)$$

где e_0 — эксцентриситет; r_{a2} — исходный радиус окружности вершин зубьев зубчатого колеса.

Выражение (2) определяет связь между радиальным перемещением плунжера в зацеплении и углом поворота волнообразователя (при законе переносного движения плунжера, заданном окружностью постоянного радиуса); так, для ПВР-2 $|\Delta r_{a2}(0{,}896)| = 1{,}1$ мм.

Сложнее получение в зацеплении угла φ_{a1}. Для этого, на первый взгляд, необходимо изменение e_0, которое можно обозначить $\Delta e_0(\varphi_{a1})$ (см. рис. 4), однако в этом случае происходит изменение углов φ_{a1} и φ_{a0}. Поэтому задача по обеспечению φ_{a1} может быть решена итерационными методами. С другой стороны, угол φ_{a1} может быть получен изменением профиля зуба зубчатого колеса, т. е. его модификацией, целью которой является предотвращение контакта плунжера и зуба зубчатого колеса при $\varphi > \varphi_{a1}$. При этом глубина $\Delta h(\varphi_{a1})$ модификации профиля, измеренная от диаметра окружности впадин зубчатого колеса, определяется уравнением $\Delta h(\varphi_{a1}) = [e_0\cos\varphi_{a1} + \sqrt{r_{a2}^2 - e_0^2\sin^2\varphi_{a1}}] - (r_{a2} + e_0)$, решение которого для ПВР-2 дает $|\Delta h(0{,}211)| = 0{,}12$ мм.

Таким образом, разработанная методика позволяет путем модификации геометрии плунжерного зацепления оптимизировать относительное скольжение и уменьшить интенсивность заедания в плунжерных передачах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Дроздов Ю. Н., Павлов В. Г., Пучков В. Н.** Трение и износ в экстремальных условиях. М.: Машиностроение, 1986. 224 с.
2. **Когаев В. П., Дроздов Ю. Н.** Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высшая школа, 1991. 319 с.
3. **Хён Б. Р.** Современный расчет зубчатых передач // Передачи и трансмиссии. 2002. № 1. Ижевск: Изд-во Института механики ИжГТУ. С. 24—44.
4. **Широбоков В. В., Дроздов Ю. Н., Пашков А. И.** Исследование процесса смазки тяжелонагруженных тел качения со скольжением при использовании пластичного смазочного материала // Вестник машиностроения. 1984. № 11. С. 27—30.
5. **Трубин Г. К.** Экспериментальное исследование усталостного выкрашивания зубьев прямозубых колес // Передачи в машиностроении. М.: Машгиз, 1951.
6. **Гавриленко В. А.** Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. М.: Машиностроение, 1969. 432 с.

УДК 621.833.1

А. Ф. МАМЕДОВ, канд. техн. наук
(Азербайджанский архитектурно-строительный университет, г. Баку), e-mail: A_mamedov37@mail.ru

Определение ударного импульса в точке зацепления зубьев ведущего и ведомого колес зубчатой передачи

Определяются значения ударного импульса и угловых скоростей ведущего и ведомого колес зубчатой передачи после удара в точке зацепления.

Ключевые слова: зубчатые колеса, точка зацепления, ударный импульс, угловые скорости колес.

Meanings of a shock pulse and angular speeds of the gear's driving and driven wheels after shock in the mesh point are determined.

Keywords: gear wheels, mesh point, shock pulse, angular speeds of wheels.

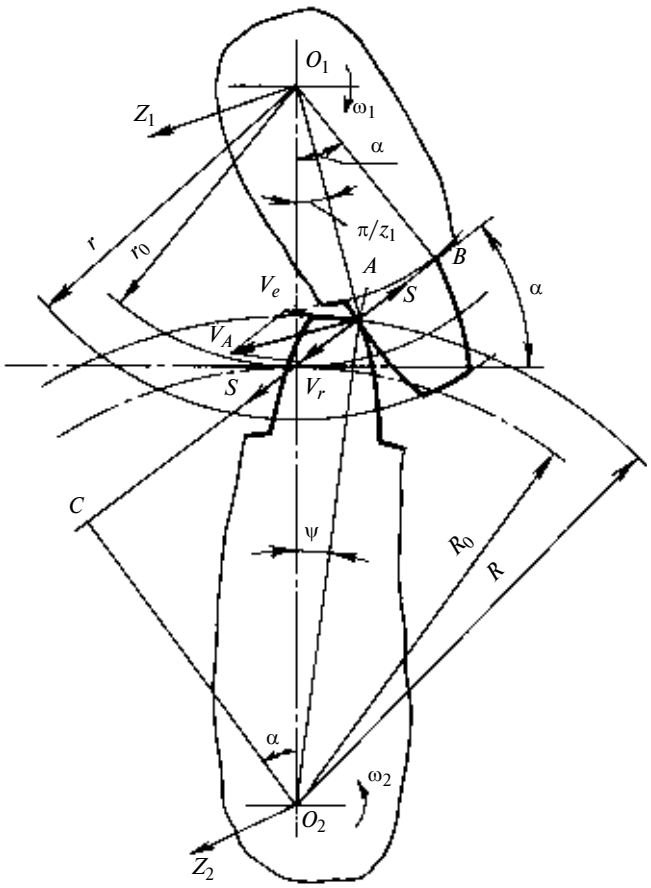
При изготовлении зубчатых колес расстояния между зубьями практически всегда отличаются друг от друга, что вызывает дополнительные динамические удары в зацеплении, вибрации и способствует повышению уровня шума при работе [1, 2].

В статье определяются значения угловых скоростей ведущего и ведомого зубчатых колес после удара и ударного импульса в точке зацепления.

Применяя к движению ведущего колеса теорему о кинетическом моменте системы относительно оси Z_1 его вращения, запишем [3]:

$$J_{Z_1}\omega_1 - J_{Z_1}\omega_{01} = -Sr_0\sin\alpha, \quad (1)$$

где J_{Z_1} — момент инерции ведущего колеса относительно оси Z_1; ω_{01}, ω_1 — угловые скорости веду-



Зацепление цилиндрических зубчатых колес с прямыми зубьями

щего колеса до и после удара; r_0 — начальный радиус ведущего колеса; S — сила контактного взаимодействия при ударе; α — угол зацепления колес.

В соответствии с рисунком можно записать:

$$V_A^e \sin(\alpha + \psi) = V_A \sin(\alpha - \pi/z_1), \qquad (2)$$

где V_A, V_A^e — соответственно абсолютная и переносная скорости точки A; z_1 —число зубьев ведущего колеса; ψ — угол между отрезками O_1O_2 и O_2A.

Из треугольника O_1O_2A имеем:

$$O_1A \sin\pi/z_1 = O_2A \sin\psi, \qquad (3)$$

где $O_2A = R$ — наружный радиус ведомого колеса;

$$O_1A = r_0 \cos\alpha / \cos(\alpha - \pi/z_1). \qquad (4)$$

На основании формул (3) и (4) определяем:

$$\sin\psi = \frac{r_0 \cos\alpha \sin\pi/z_1}{R\cos(\alpha - \pi/z_1)}. \qquad (5)$$

Переносная скорость точки A на ведомом колесе

$$V_A^e = \omega_2 O_2A = \omega_2 R, \qquad (6)$$

где ω_2 — угловая скорость ведомого колеса после удара.

Из уравнений (2), (5) и (6) получаем:

$$\omega_2 = \frac{r_0}{R} \frac{\cos\alpha \operatorname{tg}(\alpha - \pi/z_1)}{\sin(\alpha + \psi)} \omega_1. \qquad (7)$$

Начальную угловую скорость ведомого колеса при условно неподвижном ведущем колесе определяем по формуле [4]

$$\omega_{02} = \frac{R_0 r_0 \omega_{01}}{\left[R_0 \cos\frac{\pi}{z_1} + (R_0 + r_0)\operatorname{tg}\alpha \sin\frac{\pi}{z_1}\right]^2 + r_0^2 \sin^2\frac{\pi}{z_1}}. \qquad (8)$$

Применив к движению ведомого колеса теорему о кинетическом моменте системы (относительно оси Z_2 вращения этого колеса), получим:

$$J_{Z_2}\omega_2 - J_{Z_2}\omega_{02} = -SR_0 \sin\alpha, \qquad (9)$$

где J_{Z_2} — момент инерции ведомого колеса относительно оси Z_2.

Приравняв уравнения (1) и (9), с учетом уравнений (7) и (8) определим значение ω_1:

$$\omega_1 = \frac{\dfrac{R_0 r_0}{\left[R_0 \cos\alpha + (R_0 + r_0)\operatorname{tg}\alpha \sin\frac{\pi}{z_1}\right]^2 + r_0^2 \sin^2\frac{\pi}{z_1}} - \dfrac{J_{Z_1}}{J_{Z_2}}}{\dfrac{r_0 \cos\alpha \operatorname{tg}\left(\alpha - \frac{\pi}{z_1}\right)}{RR_0 \sin(\alpha + \psi)} - \dfrac{J_{Z_1}}{J_{Z_2}}} \omega_{01}. \qquad (10)$$

С учетом значения $O_0O_1 = R_0 + r_0$, полученного из формулы (10), из уравнения (1) найдем значение ударного импульса в точке зацепления зубьев ведущего и ведомого колес:

$$S = \frac{\dfrac{R_0 r_0}{\left[R_0 \cos\alpha + (R_0 + r_0)\operatorname{tg}\alpha \sin\left(\alpha - \frac{\pi}{z_1}\right)\right]^2 + r_0^2 \sin^2\frac{\pi}{z_1}} - \dfrac{J_{Z_1}}{J_{Z_2}}}{\dfrac{r_0 \cos\alpha \operatorname{tg}\left(\alpha - \frac{\pi}{z_1}\right)}{R \sin(\alpha + \psi)} - \dfrac{J_{Z_1}}{J_{Z_2}}} \times \frac{J_{Z_1}}{r_0 \sin\alpha} \omega_{01}. \qquad (11)$$

В качестве примера рассмотрим случай, когда числа зубьев ведущего и ведомого колес равны соответственно $z_1 = 18$, $z_2 = 36$; частота вращения ведущего колеса до удара $n_{01} = 900$ мин$^{-1}$; модуль зубьев $m = 10$ мм; угол зацепления $\alpha = 20°$. Моменты инер-

УДК 62-192.003.12

В. Е. КАСЬЯНОВ, д-р техн. наук, В. В. ДУДНИКОВА, канд. техн. наук (РГСУ), e-mail: tesao_rgsu@mail.ru

Повышение надежности и эффективности работы машины на основе увеличения усталостного ресурса деталей

Обосновано использование аналитического метода для определения гамма-процентного ресурса детали по параметрам совокупности конечного объема. Проведено сравнение гамма-процентных значений прочности различных марок сталей по предлагаемому методу и методу Dubey.

Ключевые слова: прочность, нагруженность, гамма-процентный ресурс, метод Dubey, усталостный отказ.

The use of an analytical method for determination of the detail's gamma-percentage resource regarding parameters of final volume assemblage has been grounded. Comparison of gamma-percentage strength values for steels of different grades, obtained by proposed method and the Dubey method, has been made.

Keywords: strength, stress loading, gamma-percentage resource, the Dubey method, fatigue failure.

Повышение надежности и эффективности работы машин остается главной задачей машиностроительной промышленности. Одним из направлений в решении этой проблемы является способ определения ресурсов и допустимой нагруженности деталей, в частности совершенствование методов оптимизации гамма-процентного ресурса, особенно деталей, подверженных усталостным отказам, которые могут приводить к большим экономическим потерям из-за внезапности проявления по сравнению с отказами, вызванные износами [1—3].

Анализ результатов исследований показал:

существующие методы оптимизации гамма-процентного ресурса, приводящие к повышению эффективности работы машин, могут быть усовершенствованы;

существующие аналитические методы перехода от выборочных параметров к параметрам совокупности конечного объема не лишены недостатков, сужающих рамки их применения в расчетах надежности машин (совокупность — число эксплуатируемых изделий с одинаковыми техническими характеристиками, которая, как правило, многократно превышает выборку из $10 \div 100$ значений статистического ряда);

сложность проведения экспериментальных тензометрических исследований определила необходимость использования расчетного метода и специальных компьютерных программ для решения задач методом конечных элементов (МКЭ).

Предлагаемая схема решения поставленной задачи основывается на модели, разработанной для повышения надежности и эффективности работы машины и обеспечения заданного усталостного ресурса деталей [4].

В структурной схеме модели предусмотрены: блок, позволяющий определить гамма-процентный ресурс детали не по выборочным параметрам, а по параметрам совокупности; блок минимизации удельных суммарных затрат (показатель эффективности), что дает возможность определить оптимальное значение вероятности безотказной работы (ВБР) за заданный ресурс детали. На рис. 1 представлена блок-схема модели, где $C_{у.з}$ — удельные затраты на единицу выработанной машиной продукции; V — объем продукции (работы), выработанной машиной; $П_{тех}$ — техническая производительность машины; $T_{р.м}$ — ресурс машины до списания; $Ц_д$ — цена детали; $З_э$ — затраты при эксплуатации; $З_р$ — затраты на ремонт; Q_i — вероятность отказа; γ — вероятность безотказной работы в процентах; γ_0 — оптимальная вероятность безотказной работы; $T_{р.д\gamma}$ — расчетный гамма-процентный ресурс детали; a, b, c, μ, S_b, m, x_i — параметры выборочного распределения трехпараметрического закона Вейбулла и выборочные данные; A, B, C — параметры распределения трехпара-

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

ции колес рассчитываем по формулам [3]: $J_{Z_1} = m_1 r^2/2$; $J_{Z_2} = m_2 R^2/2$, где m_1 и m_2 — массы ведущего и ведомого колес соответственно; g — ускорение свободного падения; r и R — наружные радиусы ведущего и ведомого колес соответственно.

По формуле (11) получаем $S = 34{,}2$ кН · м/с, что является значительной величиной, следовательно, силу S необходимо учитывать в расчетах цилиндрической зубчатой передачи с прямыми зубьями.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кудрявцев В. Н.** Детали машин. Л.: Машиностроение, 1980. 464 с.
2. **Иосилевич Г. Б.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1988. 367 с.
3. **Добронравов В. В., Никитин Н. Н., Дворников А. Л.** Курс теоретической механики. М.: Высшая школа, 1974. 527 с.
4. **Мамедов А. Ф.** Кинематический анализ движения ведомого цилиндрического зубчатого колеса с прямыми зубьями // Вестник машиностроения. 2007. № 9. С. 15, 16.

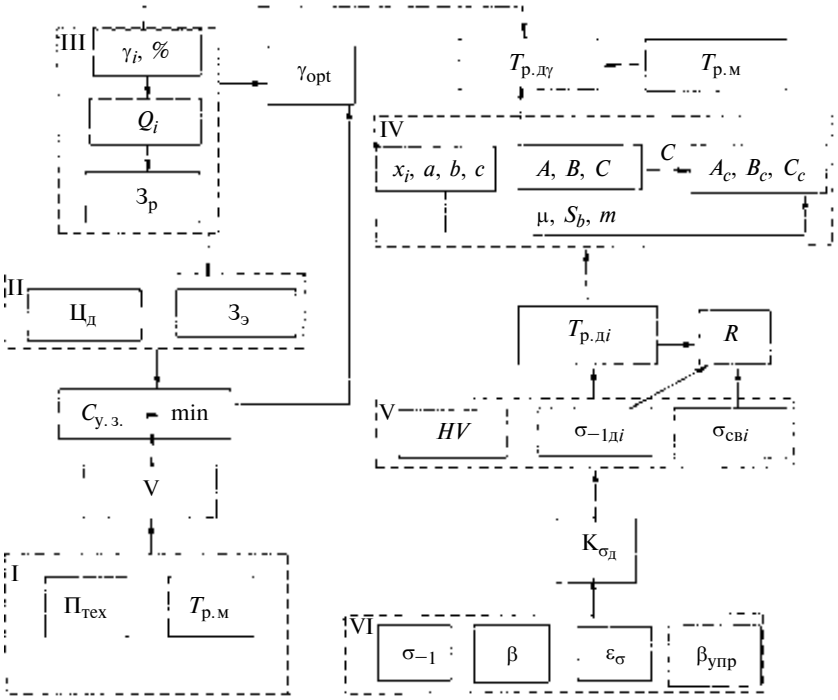


Рис. 1. Блок-схема модели повышения надежности и эффективности работы культиватора и обеспечения заданного усталостного ресурса его стойки

метрического закона Вейбулла крайних членов выборок; A_c, B_c, C_c, N_c — параметры распределения трехпараметрического закона Вейбулла совокупности; R- относительный размах распределения ресурса, прочности и нагруженности; $T_{р.дi}$ — ресурс детали, полученный моделированием по формуле Велера—Серенсена—Когаева и выборочным данным по прочности и нагруженности; HV — твердость по Виккерсу; $\sigma_{-1дi}$ — предел выносливости детали; $\sigma_{свi}$ — вариационный ряд средневзвешенных напряжений; $K_{од}$ — суммарный коэффициент изменения предела выносливости детали; σ_{-1i} — вариационный ряд значений предела выносливости материала; β, ε_σ, $\beta_{упр}$ — коэффициенты, учитывающие влияние на предел выносливости детали соответственно состояния поверхности, абсолютных размеров поперечного сечения, поверхностного упрочнения (дробеструйный наклеп).

Особенностью данной модели является использование аналитического перехода от выборочных параметров к параметрам совокупности конечного объема в области минимальных значений прочности и ресурса (блок IV).

Предлагаемый аналитический метод позволяет определить по выборочным параметрам распределения (как при $b > 2$, так и при $b < 2$) параметры распределения совокупности и в отличие от метода Dubey [5], в котором используется нормальный предельный закон распределения гипотетических выборочных сдвигов, в данном методе для этих целей используется закон Вейбулла с тремя параметрами, имеющий аналитическое обоснование [6].

Закон распределения минимальных членов выборок, согласно теории крайних членов выборок, или приближенно сдвигов выборочных распределений [6] имеем:

$$\xi_n = 1 - [1 - F(x)]^n; \qquad (1)$$

$$F(x) = P.$$

Условием решения поставленной задачи является равенство сдвига выборочного распределения и математического ожидания распределения крайних членов выборок или с допустимой погрешностью сдвигов выборочных распределений: $\mu = c$ (рис. 2). Исходя из этого находят коэффициент асимметрии $\rho_B = \mu_3/S^3$ (где μ_3 — третий центральный момент, S — среднеквадратическое отклонение) для распределения сдвигов двумя способами [7]: используя параметр b формы выборочного распределения:

$$\rho_b = \frac{a^3\Gamma\left(1+\frac{3}{b}\right)n^{3/b}}{n^{3/b}a^3\left(\sqrt{\Gamma\left(1+\frac{2}{b}\right)}\right)^3} = \frac{\Gamma\left(1+\frac{3}{b}\right)}{\left(\sqrt{\Gamma\left(1+\frac{2}{b}\right)}\right)^3}$$

и используя параметр B формы распределения крайних членов выборок или приближенно сдвигов выборочных распределений:

$$\rho_B = \frac{\Gamma\left(1+\frac{3}{B}\right) - 3K_B\Gamma\left(1+\frac{2}{B}\right) + 2K_B^3}{\left(\sqrt{\Gamma\left(1+\frac{2}{B}\right) - K_B^2}\right)^2},$$

где K_B — коэффициент формы распределения крайних членов выборок.

Приравнивая эти уравнения, методом постепенного приближения находим параметр формы распределения крайних членов выборок или приближенно сдвигов выборочных распределений. Далее, используя формулы, приведенные в ГОСТ 11.007—75 [8],

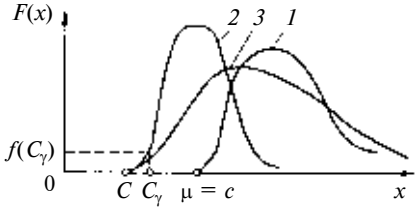


Рис. 2. Плотности распределения:
1 — выборочных данных; *2* — гипотетических распределений сдвигов выборочных данных; *3* — совокупность конечного объема

определим параметры масштаба и сдвига для распределения крайних членов выборок.

Так как $\rho_b = \rho_B$, параметр B находится из уравнений:

$$\frac{\Gamma\left(1+\frac{3}{B}\right) - 3K_B\Gamma\left(1+\frac{2}{B}\right) + 2K_B^3}{\left(\sqrt{\Gamma\left(1+\frac{2}{B}\right) - K_B^2}\right)^3} = \rho_b;$$

$$\frac{\Gamma\left(1+\frac{3}{B}\right) - 3\Gamma\left(1+\frac{1}{B}\right)\Gamma\left(1+\frac{2}{B}\right) + 2\Gamma\left(1+\frac{1}{B}\right)^3}{\left(\sqrt{\Gamma\left(1+\frac{2}{B}\right) - \Gamma\left(1+\frac{1}{B}\right)^2}\right)^3} = \rho_b.$$

Для получения параметров распределения совокупности конечного объема приравниваем сдвиг распределения крайних членов выборок к сдвигу распределения совокупности $C_c = C$ [9] и используем выражение Крамера [10] $S_c = S\sqrt{N_c m / N_c - m}$.

Разделив формулу [8]

$$S_c = A_c\sqrt{\Gamma\left(1+\frac{2}{B_c}\right) - \Gamma^2\left(1+\frac{1}{B_c}\right)}$$

на выражение $A_c K_{B_c} + C_c = \mu_b$, где K_{B_c} — коэффициент формы распределения совокупности; μ_b — математическое ожидание выборочного распределения, получим уравнение

$$\frac{K_{B_c}}{\sqrt{\Gamma\left(1+\frac{2}{B_c}\right) - \Gamma^2\left(1+\frac{1}{B_c}\right)}} = \frac{\mu_b - C}{S_c},$$

из которого находится параметр формы B_c распределения совокупности.

Затем определим параметр масштаба распределения совокупности:

$$A_c = \frac{\mu_b - C}{K_{B_c}} = (\mu_b - C)/\left[\Gamma\left(1+\frac{1}{B_c}\right)\right].$$

Приведенные выше формулы позволяют рассчитать параметры распределения Вейбулла для совокупности по выборке прочностных характеристик сталей, применяемых при изготовлении деталей машин. В таблице приведены исходные данные и результаты расчетов для некоторых марок сталей.

Все марки стали разделены по параметру формы на две группы: первая — $b > 2$, вторая — $b < 2$. По полученным данным построены графики в дифференциальном виде для выборок (критерий согласия Мизеса $\omega^2 = 0{,}18$—2), крайних членов выборок и совокупности (рис. 3).

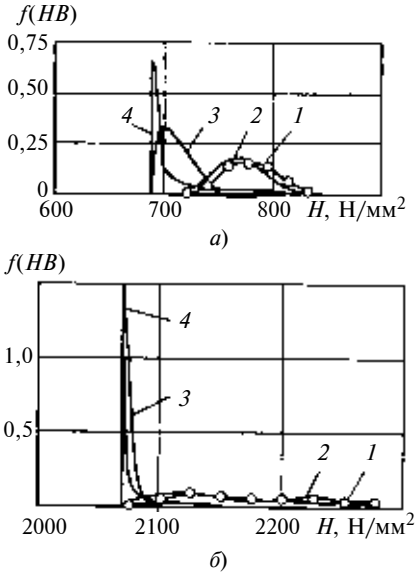


Рис. 3. Зависимости плотностей распределения для сталей марок Ст2 (*а*) и 10Г2 (*б*):
1 — выборочная экспериментальная; *2* — аппроксимирующая; *3* —закона Вейбулла с тремя параметрами для распределения крайних членов; *4* — закона Вейбулла с тремя параметрами для совокупности конечного объема

Таким образом, рассмотренный аналитический метод и результаты расчетов показали воз-

Сталь; показатель	m	n	a	b	c	A	B	C	γ	C_γ	A_c	B_c	C_c	δ, %
$b > 2$														
Ст2; *HB*	100	100	6,82	3,05	70,90	2,21	1,43	68,8	0,99	68,9	3,1	0,44	68,8	2,9
Сталь 08; *HB*	131	76	22,7	2,69	106,7	6,59	1,39	100	0,98	101	9,9	0,44	100	5,6
Сталь 40; $\sigma_в$	102	98	3,75	3,27	36,94	1,36	1,44	35,7	0,98	36	1,9	0,46	35,7	3,4
10Г2; *HB*	214	47	29,9	2,99	120,7	12,1	1,42	109	0,98	110	8,1	0,36	109	9,6
15Г; *HB*	165	61	44,3	2,63	118,4	13,5	1,39	106	0,98	107	11	0,36	106	10,4
30Г2; *HB*	170	58	55,6	3,36	153,0	24,5	1,45	131	0,98	132	47	0,44	131	14
15ХСНД; *HB*	56	179	16,6	3,72	129,6	6,17	1,46	124	0,99	124	11	0,51	124	4,3
$b < 2$														
Сталь 40; $\sigma_в$	65	154	2,81	1,56	54,8	0,28	1,21	54,7	0,99	54,7	0,3	0,34	54,7	0,2
Сталь 70Г	64	156	3,61	1,52	79,8	0,18	1,19	79	0,999	79,6	0,42	0,31	79,6	0,3
35Г2	30	333	2,39	1,87	50,5	0,15	1,3	50,3	0,99	50,4	0,79	0,42	50,3	0,6
30ХГСА	84	119	9,45	1,54	207	0,58	1,2	207	0,99	207	0,86	0,29	207	0,5
25ХГМ	10	1000	3,64	1,01	118	0,01	0,97	117	0,999	117	1,1	0,40	117	0,8
50ХГФА	30	333	6,78	1,01	290	0,03	0,96	290,1	0,99	290	0,26	0,25	290	<0,1

Примечания: 1. Принятые обозначения: m — объем выборки; a, b, c — параметры выборочного распределения Вейбулла; n — число моделированных выборок; A, B, C — параметры гипотетического распределения выборочных сдвигов; A_c, B_c, C_c — параметры распределения совокупности конечного объема; C_γ — гамма-процентное значение гипотетического распределения выборочных сдвигов; γ — предельная доверительная вероятность; δ — разница сдвигов совокупности и выборки.
2. Совокупность конечного объема принята $N_c = 10^4$.

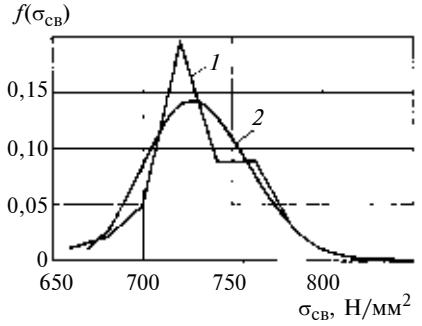


Рис. 5. Вероятностное распределение средневзвешенного напряжения для стали 55С2:
1 — выборочная экспериментальная; *2* — аппроксимирующая

можность определения с помощью выборки, как минимальной прочности, так и всех параметров распределения Вейбулла для совокупности конечного объема образцов или деталей.

Определенный интерес представляет сравнение гамма-процентных значений прочности, полученных по предлагаемому методу и по методу Dubey. Сравнение этих значений показало, что метод Dubey дает завышенную оценку прочности (12 %), что при расчете усталостного ресурса может привести к появлению преждевременных отказов.

Аналогичное влияние на ресурсы деталей оказывают действующие напряжения, для определения которых применен МКЭ с использованием программного комплекса ANSYS. Точность МКЭ вполне достаточна (ошибка < 0,1 %) для дальнейшего анализа напряженно-деформированного состояния детали.

Данный метод был использован для обеспечения гамма-процентного ресурса стойки культиватора. Исследовались стойки культиватора из стали 55С2, вышедшие из строя в результате усталостного разрушения. Для вероятностного расчета усталостного ресурса стойки и определения предела выносливости через твердость использовали образцы, взятые из фрагмента разрушенной стойки. Твердость по Виккерсу определяли при нагрузке в 10 кг.

На рис. 4 (см. на 3 стр. обложки) приведены соответственно конечно-элементная модель нагружения стойки, отклонение носка стойки в направлении стендовой нагрузки и поля эквивалентных напряжений Мизеса при нагрузке 1000 Н.

Результаты эксперимента показали, что по краям образца твердость выше заданной на $10 \div 12$ %, а в середине ниже на $20 \div 50$ % (см. рис. 4, *а*), что свидетельствует об имеющемся резерве ресурса. Определяя твердость и используя корреляционную связь твердости и предела выносливости образцов, получили статистические данные и вероятностное распределение значений предела выносливости детали при знакопеременной нагрузке (см. рис. 4, *в*). При определении действующих напряжений было получено отклонение носка стойки, которое составило 200 мм в направлении нагрузки (см. рис. 4, *б*).

На рис. 5 показаны вероятностные распределения (экспериментальное и аппроксимирующее) средневзвешенного напряжения для стали 55С2.

Как и ожидалось, максимально нагруженным оказался участок в самой верхней точке, где и наблюдается разрушение (рис. 6). Используя данные по нагруженности, получили вероятностные распределения средневзвешенных напряжений в опасном сечении стойки (рис. 7).

В соответствии с чертежом заданный ресурс стойки при $\gamma = 80$ % составляет $5 \cdot 10^6$ циклов при стендовых испытаниях с нагрузкой в 1000 Н. Так как частота нагружения $f = 7$ Гц, то ресурс составит $5 \cdot 10^6/(3600f) = 198$ ч. Расчеты показали, что реальный расчетный ресурс стойки составляет от 3 до 40 ч (рис. 8, *а*). Это объясняется тем, что по предлагаемой методике учитываются различные размахи пределов выносливости и действующих напряжений. Следовательно, необходимо увеличить гамма-процентный ресурс стойки при стендовых испытаниях примерно в 10 раз, учитывая различные значения γ (при $P = 0{,}8$; 0,99;

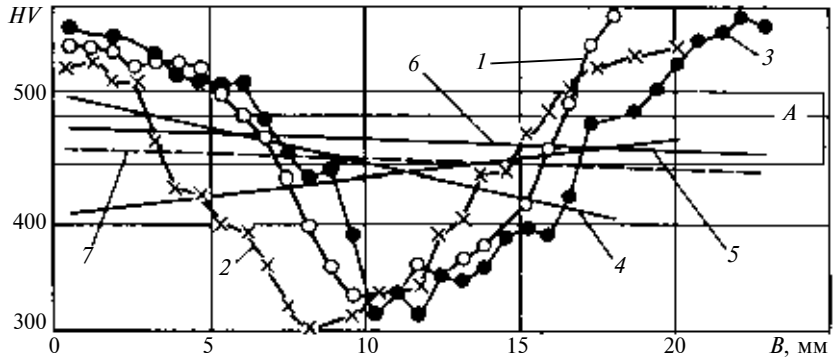


Рис. 6. Прочностные показатели стойки из стали 55С2:
а — изменение твердости по ширине *B* образцов: *1—3* — изменения твердости по рядам лунок; *4—6* —аппроксимирующие прямые соответственно для зависимостей *1—3*; *7* — средняя аппроксимирующая; *A* — область заданной по чертежу твердости: $446 \div 513$ HV

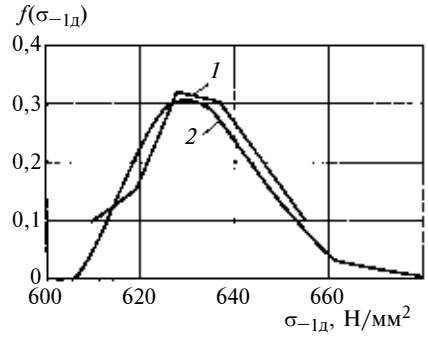


Рис. 7. Вероятностные распределения предела выносливости стойки из стали 55С2:
1 — выборочная экспериментальная; *2* — аппроксимирующая

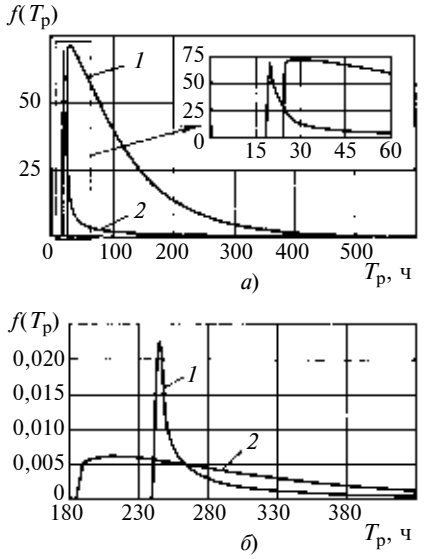


Рис. 8. Плотности распределения усталостного ресурса стойки до (*а*) и после (*б*) внедрения рекомендаций (*1* — выборка; *2* — совокупность, N_c = 10 000)

0,999; 0,9999) и совокупности конечного объема $N_c = 10^3$; 10^4; 10^5.

Предварительный анализ вариантов увеличения ресурса стойки показал, что возможно увеличить предел выносливости стойки и ее сечение. Многократное моделирование позволило предложить следующее:

1) повысить качество наружной поверхности стойки шлифованием в области опасного сечения на расстоянии ± 30 мм от него, при этом коэффициент, учитывающий предел выносливости стойки, увеличится в 1,3 раза;

2) обеспечить стабильность твердости по ширине стойки;

3) увеличить момент сопротивления μ площади сечения детали на 13 %.

В результате внедрения этих рекомендаций расчетный гамма-процентный ресурс в условиях стендовых испытаний составит около 229 ч при $\gamma = 0{,}99$. Прилагаемая нагрузка на стойку при эксплуатации $P \approx 600$ Н, при стендовых испытаниях $P = 1000$ Н. Частота нагружения при эксплуатации 5 Гц, на стенде — 7 Гц, следовательно, коэффициент ускорения по частоте нагружения составит 1,4, а коэффициент увеличения нагрузки при стендовых испытаниях 1,66. Тогда коэффициент увеличения ресурса для эксплуатационного режима $K_{у.р} = 1{,}66^5 \cdot 1{,}4 = 17{,}6$, где степень 5 — показатель угла наклона кривой усталости. Тогда ресурс для эксплуатации составит $229 \cdot 17{,}6 = 4030$ ч (рис. 8, *б*).

Для подтверждения расчетного гамма-процентного ресурса стойки после внедрения предлагаемых рекомендаций были проведены стендовые испытания в рамках контрольных испытаний двенадцати стоек из каждой партии, которые подтвердили заданный (расчетный) гамма-процентный ресурс.

В результате внедрения предложенных рекомендаций было сокращено число отказов, что снизило затраты на ремонт и сократило время простоев. При этом увеличение вероятности безотказной работы стойки культиватора с 0,9 до 0,99 дало годовой экономический эффект в 21 060 руб. при годовой программе выпуска 500 шт.

Таким образом, разработан метод повышения надежности и эффективности работы машины путем увеличения ресурса ее деталей, позволяющий оптимизировать гамма-процентный ресурс по критерию "удельные суммарные затраты на изготовление и эксплуатацию деталей машины"; получен аналитический переход от выборочных распределений прочности, нагруженности и ресурса к распределениям совокупности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Коновалов Л. В.** Роль и приоритетные направления конструкционной надежности машин при современных тенденциях развития машиностроения // Надежность и контроль качества. 1997. № 5. С. 3—17.

2. **Когаев В. П., Дроздов Ю. Н.** Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высшая школа, 1991. 319 с.

3. **Касьянов В. Е., Роговенко Т. Н.** Вероятностно-статистическая оценка гамма-процентного ресурса рамы машины // Вестник машиностроения. 1999. № 6. С. 10—12.

4. **Касьянов В. Е., Роговенко Т. Н., Щулькин Л. П.** Основы теории и практики создания надежных машин // Вестник машиностроения. 2003. № 10. С. 3—6.

5. **Dubey S. D.** Hyper efficient of the location parameter of the Weibull laws // Naval research Logistics Quarterly. 1966. N 3. P. 253.

6. **Смирнов Н. В., Дунин-Барковский И. В.** Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений. М.: Наука, 1969. 512 с.

7. **Определение** параметра формы распределения Вейбулла для выборочных сдвигов с помощью коэффициента асимметрии / В. Е. Касьянов, Л. И. Прянишникова, А. В. Прянишников, В. В. Дудникова // IV Всероссийский симпозиум по прикладной и промышленной математике. Вып. 3. Т. 10. Петрозаводск: 2003. С. 663, 664.

8. **ГОСТ 11.007—75.** Прикладная статистика. Правила определения оценок и доверительных границ для параметров распределения Вейбулла. М.: Изд-во стандартов, 1975. 30 с.

9. **Метод** определения распределения совокупности конечного объема по выборке / В. Е. Касьянов, Л. И. Прянишникова, В. В. Дудникова, В. В. Прянишников и др. // VI Всероссийский симпозиум по прикладной и промышленной математике. Вып. 2. Т. 11. Петрозаводск: 2004. С. 238, 239.

10. **Крамер Г.** Математические методы статистики. М.: Мир, 1975. 648 с.

УДК 621.825.54

М. П. ШИШКАРЕВ, канд. техн. наук (РГАСХМ, г. Ростов-на-Дону), e-mail: Shishkarev@tam.rgashm.ru

Эволюционная классификация адаптивных фрикционных муфт

Показано, что все существующие конструкции адаптивных фрикционных муфт принципиально подразделяются на 3 класса (поколения) в соответствии с существенными особенностями их структурно-функциональных схем. Основой разделения на классы являются структура автоматического регулятора выходного параметра, характер функциональных связей между узлами муфт и тип обратной связи.

Ключевые слова: адаптивные фрикционные муфты, классификация.

It was shown that all existing designs of adaptive friction clutches subdivide into three classes (generations) in consistent with substantial peculiarities of their structure-functional schemes. The foundation for classification is determined by a structure of feedback regulator of output parameter, character of functional relation between the clutches parts, and the feedback type.

Keywords:adaptive friction clutches, classification.

Существующие варианты классификаций адаптивных фрикционных муфт (АФМ) отражают либо их эксплуатационные и конструктивные особенности, касающиеся степени угловой жесткости и уровня регулируемого параметра в обратной связи конкретных конструкций муфт [1], либо еще и конструктивные формы поверхностей трения фрикционного узла, элементов управляющих устройств (УУ) или разновидности регулируемого параметра фрикционного узла и УУ [2].

Конструктивное разнообразие АФМ, отражаемое в соответствующих классификациях, является следствием их структурно-функциональных схем, основанных на построении определенных видов и форм фрикционной связи между элементами и узлами муфт.

Постановка задачи. Разработка принципов классификации АФМ.

Решение задачи исследования. Основная часть АФМ 1-го поколения объединена общей структурно-функциональной схемой (рис. 1, *а*), составленной по типу замкнутой системы автоматического регулирования (САР) с отрицательной одноконтурной обратной связью. Задающее воздействие в виде силы $F_п$ пассивного нажимного устройства УН преобразуется в сумматоре С в управляющее воздействие $F_п - F_р$. Действие последнего на исполнительный орган в виде фрикционной группы ГФ приводит к появлению регулируемого выходного параметра — вращающего момента $T(t)$. Влияние на ГФ возмущающего воздействия $f(t)$ — коэффициента трения — создает переменное значение выходного параметра. Преобразование полной величины выходного параметра или ее части осуществляется чувствительными элементами ЭЧ органа обратной связи — управляющего устройства УУ. Преобразованный выходной сигнал $F_р(t)$ поступает на вход сумматора C со знаком, обратным относительно задающего воздействия [3].

Таким образом, рассмотренная структура представляет собой типовую схему замкнутой САР с отрицательной обратной связью по возмущающему воздействию.

Принципиальная схема и типовая нагрузочная характеристика АФМ 1-го поколения приведены на рис. 1, *б*, *в*.

Особенностью и существенным недостатком рассмотренной структурно-функциональной схемы, влияющим на стабильность выходного параметра, является формирование $T(t)$ только с помощью управляющего воздействия $F_п - F_р$. В свою очередь, последнее является производным выходного параметра. Вследствие жесткой механической связи между элементами УУ изменение выходного

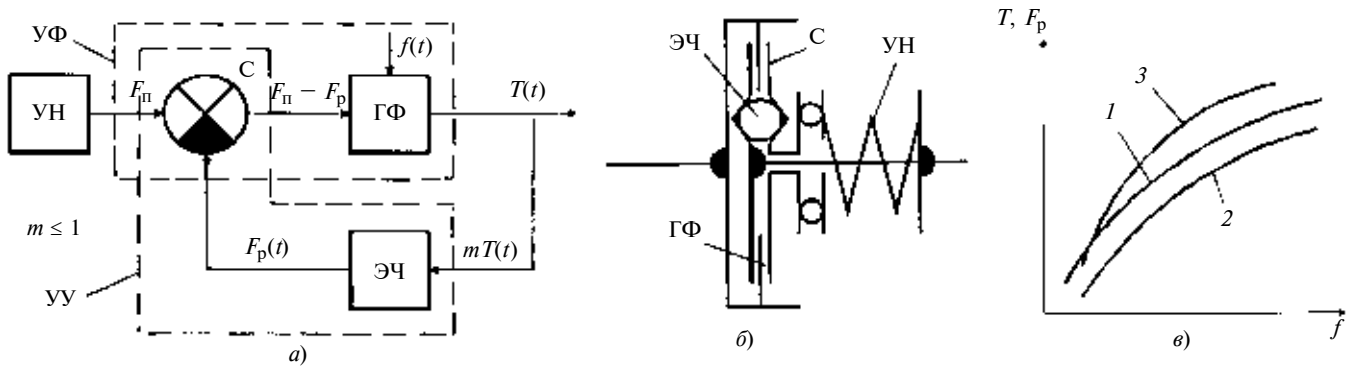


Рис. 1

сигнала $F_р(t)$ носит одинаковый с изменением выходного параметра $T(t)$ характер (кривые *1* и *2* на рис. 1, *в*). Между тем для получения высокой стабильности $T(t)$ выходной сигнал $F_р(t)$ должен изменяться по закону, вытекающему из математической модели АФМ 1-го поколения

$$T_н = f(f)\Pi[F_п - F_р(t)] \text{ или } F_р(t) = F_п - \frac{T_н}{\Pi f(t)},$$

где П — обобщенный конструктивный параметр ГФ; $T_н$ — настроечный вращающий момент муфты.

Требуемая (оптимальная) закономерность изменения $F_р(t)$ графически отражена на рис. 1, *в* (кривая *3*).

В последнее время разработаны модифицированные варианты АФМ 1-го поколения [4, 5], имеющие ту же структурно-функциональную схему. Существенным отличием, позволяющим выделить их в отдельный подкласс, является переменный параметр УУ (ранее это использовалось для стабилизации выходного параметра при нерегулируемом изменении задающего воздействия [6]), функционально зависящий от выходного параметра [2]. Это приводит к повышению стабильности выходного параметра примерно на 15—20 % при сопоставимых характеристиках объектов.

Ограниченная стабильность выходного параметра и принципиальная невозможность ее повышения [7], присущие АФМ 1-го поколения, привели к созданию АФМ 2-го поколения [8], структурно-функциональная схема которых приведена на рис. 2, *а*, а принципиальная схема и нагрузочная характеристика — на рис. 2, *б*, *в*.

Существенной особенностью, позволяющей выделить данные муфты в отдельный класс, является введение в состав фрикционного узла УФ дополнительной фрикционной группы ГФ2, имеющей пассивную связь с сумматором *С* в адаптивном и активную связь в неадаптивном режиме [8], а также непосредственное воздействие на выходной параметр $\Sigma T(t)$ в виде слагаемого $T_2(t)$. Управляющее воздействие на ГФ2 реализуется в форме задающего воздействия $F_п$, присущего неадаптивным фрикционным муфтам, поэтому $T_2(t)$ линеен в функции возмущающего воздействия $f(t)$.

Такое структурное построение приближает закономерность изменения $F_р(t)$ (кривая *2*, рис. 2, *в*) к требуемой (кривая *3*), что сказывается на стабильности выходного параметра $\Sigma T(t)$ (кривая *1*).

Муфты данного класса относятся к самоперестраивающимся объектам автоматического регулирования [3]: при определенном уровне возмущающего воздействия $f(t)$ и реализации выходного параметра обратная связь становится положительной, а управляющее воздействие $F_п - F_р$ на ГФ1 обращается в ноль. Действие положительной обратной связи через сумматор С на ГФ2 в форме управляющего воздействия $F_р$ приводит к изменению характера выходного параметра $T_2(t)$ (рис. 2, *в*, прямая *4*).

Уровень выходного параметра $T_2(t)$ в структуре параметра $\Sigma T(t)$ и интервал значений возмущающего воздействия $f(t)$, в котором сохраняется отрицательная обратная связь УУ, зависят от соотношения конструктивных параметров ГФ1 и ГФ2. В частности, при неодинаковых величинах среднего радиуса трения последних может быть достигнута высокая стабильность параметра $\Sigma T(t)$ [9]. Это обстоятельство позволяет при той же структурно-функциональной схеме выделить данные муфты в отдельный подкласс и классифицировать их в качестве модифицированных АФМ 2-го поколения.

В рассмотренных схемах АФМ для автоматического регулирования выходного параметра используется отрицательная обратная связь УУ. Положительная обратная связь в АФМ 2-го поколения по своей сущности не характерна для подобных объектов и может действовать при определенном режиме работы только вследствие особенностей функциональных связей схемы. Наличие выходного сигнала УУ не зависит от величины возмущающего воздействия $f(t)$, поэтому существенным недостатком АФМ 1-го и 2-го поколений, включая их модификации, является низкая стабильность выходного параметра при малых значениях возму-

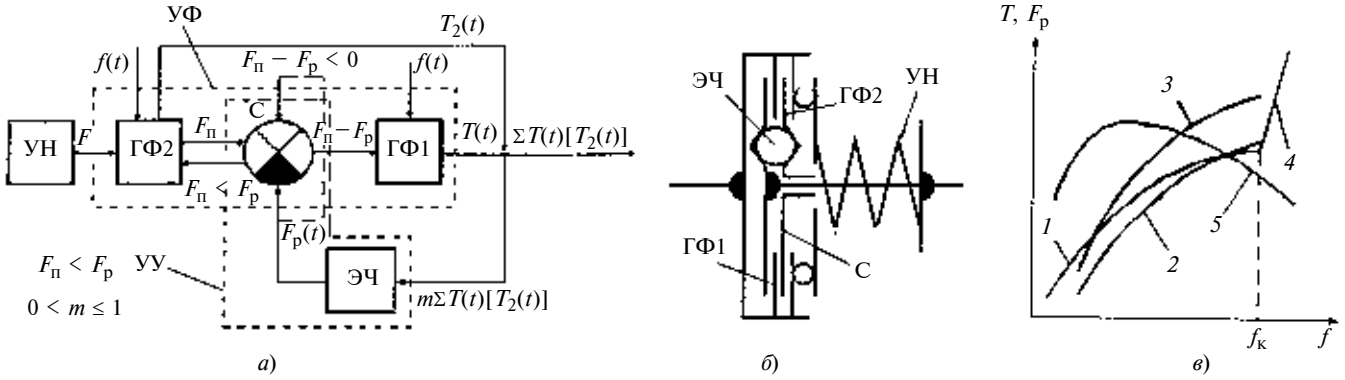


Рис. 2

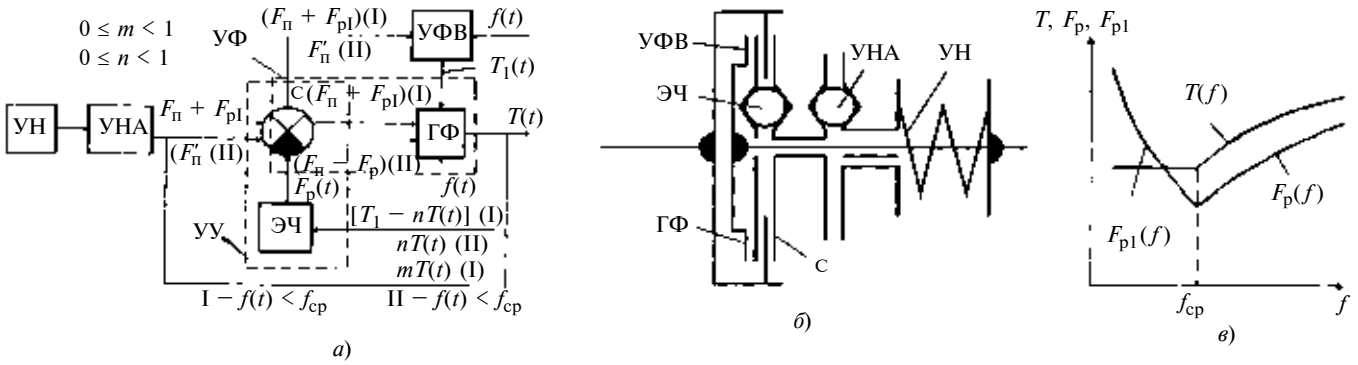


Рис. 3

щающего воздействия. На это указывают большие крутизна нагрузочной характеристики и угловой коэффициент, более высокий, чем у соответствующей характеристики неадаптивных муфт.

Частично задача повышения стабильности выходного параметра при малых величинах возмущающего воздействия $f(t)$ решена в работах [10, 11]. Решение предусматривает включение отрицательной обратной связи только при возмущающем воздействии, превышающем его номинальное значение $f_{ср}$. Это несколько уменьшает крутизну нагрузочной характеристики на соответствующем участке, однако кардинальным образом проблему не решает.

Научные изыскания привели к созданию АФМ 3-го поколения — муфты с переменной (отрицательно-положительной) обратной связью [12]. Структурно-функциональная схема муфты представлена на рис. 3, *а*, принципиальная схема и нагрузочная характеристика — на рис. 3, *б*, *в*.

Структурное построение муфты в части организации отрицательной обратной связи сходно с ранее рассмотренными муфтами. Разница состоит в несколько иной структуре входного сигнала УУ. Идея автоматического регулирования заключается в создании положительной обратной связи при уменьшении возмущающего воздействия ниже его среднего значения. Для этого в структурную схему введен блок сравнения в виде вспомогательного фрикционного узла УФВ, приводящий в действие нажимное автоматическое устройство УНА посредством входного параметра $mT(t)$, передаваемого через фрикционную группу ГФ при указанном условии. В противном случае УФВ блокирует работу УНА и в схеме сохраняется только отрицательная обратная связь. Входной сигнал УУ в рассматриваемых режимах неодинаков, что является результатом действия УФВ и позволяет свести к минимуму влияние выходного сигнала $F_р$ на номинальный выходной параметр $T_н$.

Положительная обратная связь позволяет стабилизировать выходной параметр $T(t)$ в интервале возмущающих воздействий $f_{ср}...f_{min}(t)$. Нижняя граница интервала определяется величиной допускаемого давления на контактирующих поверхностях. В рассмотренных схемах сумматор *C* структурно входит в два блока — УУ и фрикционный узел УФ.

Проведенный анализ структурно-функциональных схем АФМ позволяет установить следующие классификационные признаки.

1. Форма влияния возмущающего воздействия на выходной параметр муфты (прямое — АФМ 1-го поколения, комбинированное (смешанное) — АФМ 2-го поколения).

2. Структура автоматического регулятора выходного параметра и вид обратной связи (зависимая — АФМ 1-го поколения, смешанная — АФМ 2-го и 3-го поколений; отрицательная обратная связь — АФМ 1-го и 2-го поколений, переменная — АФМ 3-го поколения).

АФМ 2-го поколения по виду обратной связи отнесены к муфтам с отрицательной обратной связью, так как положительная обратная связь появляется в нехарактерном для них режиме работы.

Изложенное позволяет классифицировать АФМ в соответствии с приведенными структурно-функциональными схемами. Классификация (рис. 4) отражает эволюцию АФМ и принципиальные отличия их структурно-функциональных схем, приводящие к прогрессирующей стабилизации выходного параметра в каждом последующем поколении. Она может послужить основой создания подробных классификаций, в которых соответствующие подклассы и группы АФМ образуются по критери-

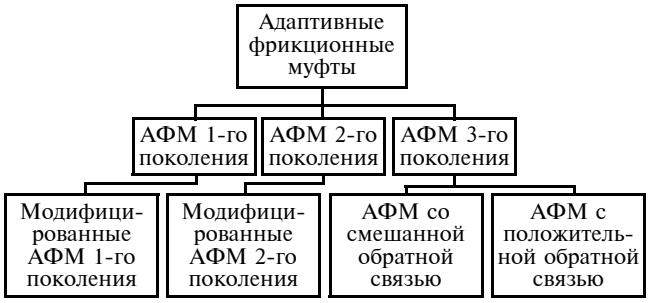


Рис. 4

ям принадлежности их к той или иной структурно-функциональной схеме.

Результаты работы могут быть использованы на практике при определении класса и выборе методики расчета и проектирования созданной конструкции АФМ.

Выводы

1. Все существующие конструкции АФМ принципиально подразделяются на 3 класса — поколения в соответствии с существенными особенностями структурно-функциональных схем.

2. Основанием для обособления структурно-функциональной схемы является структура автоматического регулятора выходного параметра и характер функциональных связей между узлами АФМ.

3. Каждое последующее поколение АФМ принципиально обеспечивает более высокую стабилизацию выходного параметра по сравнению с предыдущим поколением для сопоставимых значений изменения возмущающего воздействия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Афанасьев М. К.** Исследование фрикционных муфт повышенной точности ограничения нагрузки: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: Киев, 1971. 21 с. Машинопись.

2. **Шишкарев М. П., Белобров Н. А., Чебан А. И.** К вопросу о классификации предохранительных фрикционных муфт повышенной точности ограничения нагрузки. М.: 1990. 7 с. Деп. в ЦНИИТЭИавтосельхозмаша 11.01.90. № 1248-тс 90.

3. **Воронов А. А., Титов В. К., Новогранов Б. Н.** Основы теории автоматического регулирования и управления. М.: Высшая школа, 1977. 519 с.

4. **А. с. 1581911 СССР:** МКИ^5 F16Д7/02: Предохранительная фрикционная муфта.

5. **А. с. 1587245 СССР:** МКИ^5 F16Д7/02: Предохранительная фрикционная муфта.

6. **Есипенко Я. И., Паламаренко А. З., Афанасьев М. К.** Муфты повышенной точности ограничения нагрузки. Киев: Техніка, 1972. 168 с.

7. **Шишкарев М. П.** Распределение нагрузки в муфте Н. Д. Вернера и выбор ее параметров // Вестник машиностроения. 2001. № 6. С. 8—11.

8. **А. с. 1730488 СССР:** МКИ^5 F16Д7/02: Предохранительная фрикционная муфта.

9. **А. с. 1430633 СССР:** МКИ^4 F16Д7/02: Предохранительная фрикционная муфта.

10. **А. с. 1497405 СССР:** МКИ^4 F16Д7/02: Предохранительная фрикционная муфта.

11. **А. с. 1642132 СССР:** МКИ^5 F16Д7/02: Предохранительная фрикционная муфта.

12. **Пат. 2003874 Рос. Федерация:** МКИ^5 F16Д7/02: Предохранительная фрикционная муфта.

УДК 658.52.011

Н. К. САНАЕВ, канд. техн. наук, А. В. МАХИН, Ф. А. САЛЬНИЦКИЙ
(Дагестанский ГТУ, г. Махачкала), e-mail: nurik@mail.ru

Использование САПР в подготовке производства поршня дизеля с камерой сгорания сложной конфигурации

Рассмотрены вопросы применения САПР КОПМАС в подготовке производства поршня дизеля с камерой сгорания лепесткового типа и приведен алгоритм построения трехмерной модели.

Ключевые слова: поршень, камера сгорания, дизель, программа обработки.

The matters of CAD KOPMAS system use in the preproduction of the diesel's piston with combustion chamber of lobe type are considered. The three-dimensional model construction algorithm has been presented.

Keywords: piston, combustion chamber, diesel, handler.

Совершенствование процессов смесеобразования является одним из основных направлений улучшения рабочего процесса в дизеле, что в настоящее время весьма актуально, так как имеются достаточные резервы улучшения технических характеристик этих двигателей по таким параметрам, как экономичность, экологичность, пусковые качества.

В России серийно выпускаются малоразмерные дизели двух типов с диаметром цилиндра до 100 мм и рабочим объемом цилиндра до 1 л — Ч8,5/11 и Ч9,5/11 с разделенной камерой сгорания (КС), вихрекамерным смесеобразованием и с КС в поршне. По сравнению с дизелями с неразделенными КС вихрекамерные дизели отличаются более высоким удельным расходом топлива. Вихрекамерный дизель 4Ч9,5/11 при работе на номинальном режиме обеспечивает удельный расход топлива b = 265 г/(кВт · ч) + 9 %, этот же дизель, но с КС в поршне обеспечивает удельный расход топлива 245 г/(кВт · ч) + 5 %. Кроме того, вихрекамерные дизели отличаются относительно низким содержанием вредных веществ в отработавших газах (ОГ), например, при работе дизелей Ч8,5/11 и Ч9,5/11 в ОГ содержится: NO — 8,5 %; CO — 9 %; удельный выброс NO < 15 г/(кВт · ч).

Экономичность дизелей с разделенными КС обеспечивается:

оптимальными объемом дополнительной КС, температурами стенок КС, интенсивностью движения воздушного заряда, определяемой вихревым отношением, и направлением впрыска топлива;

оптимизацией течения и формы соединительного канала, его направления, что обеспечивает необходимую скорость перетекания заряда при одновременном уменьшении гидравлических потерь;

рациональной конфигурацией надпоршневого пространства для обеспечения направленного движения воздушного заряда и максимального использования энергии газов, вытекающих из дополнительной камеры.

Топливо в КС впрыскивается форсункой ФД22 посредством распылителей ВЗТА с размерами 4 × 0,28 × 120 мм. Оптимальное (1,8÷1,9 мм) выступание соплового наконечника распылителя обеспечивает равномерность протекания рабочего процесса с углом опережения подачи топлива 23÷30° поворота коленчатого вала до ВМТ и постоянным расходом топлива. Давление начала впрыска топлива, принятое с учетом его изменения в эксплуатации, составляет 17,2 МПа.

Усилия зарубежных производителей двигателей с цилиндрами того же типоразмера направлены на достижение качественного смесеобразования не только относительно топливного факела, но для каждой отдельной струи (при использовании многодырчатых распылителей). Поэтому получили широкое распространение КС полуразделенного и открытого типов с индивидуальными объемами под каждую струю (например, дизели марок Fiat, Deitz, Perkins с диаметрами цилиндров < 120 мм). Это приводит к тому, что струя впрыснутого топлива, состоящая из капель диаметром от 10 до 100 мкм, распространяется по КС от сопла распылителя с монотонно уменьшающейся скоростью при начальном его значении 250÷280 м/с. Объем между каплями заполняется воздухом и парами топлива и составляет 90÷95 % объема струи.

С целью совершенствования дизелей использовались такие методы, как математическое моделирование процесса впрыска топлива совместно с экспериментальной постановкой задачи; моделирование КС как объекта сложной пространственной формы; разработка различных вариантов технологии формообразования КС и экспериментальные моторные испытания; перевод малоразмерных дизелей Ч9,5/11 на объемно-пленочное смесеобразование с непосредственным впрыском топлива в цилиндр и КС, расположенной в поршне.

Исследования дизелей Ч8,5/11 и Ч9,5/11 производства ОАО "Завод Дагдизель" с полуразделенной КС, близкой по форме к КС, расположенной в поршне (разработано в ЦНИДИ), показали, что они отличаются достаточно низкими удельными расходами топлива и масла, а также имеют хорошие пусковые свойства [1, 2]. Их основными недостатками являются низкая стойкость распылителей форсунок к закоксовыванию и неполное соответствие требованиям ГОСТа по содержанию предельно допустимой концентрации (ПДК) токсичных веществ в отработавших газах и уровню дымности, что объясняется недостаточно качественным смесеобразованием в цилиндре, приводящим к неполному сгоранию топлива [4, 5]. Кроме того, такие КС в поршнях с диаметром цилиндра < 100 мм приводят к повышенному закоксовыванию сопловых отверстий. В результате происходят перегрев и растрескивание кромки КС и межклапанных перемычек. Возникает необходимость в доработке головки цилиндров путем профилирования впускного тракта (канала) для обеспечения осевого воздушного вихря на впуске.

Исследования [1—4] показали, что целесообразно внести изменения в конструкцию и форму КС, которые обеспечили бы одинаковые условия развития всех струй в топливном факеле. Это позволит улучшить процесс смесеобразования и экологические показатели отработавших газов в соответствии с требованиями ГОСТа при одновременном повышении стойкости распылителя и сохранении высокой топливной экономичности дизеля. Для этого необходимо, чтобы КС имела оптимальную по параметрам сгорания внутреннюю поверхность со сложной конфигурацией "лепесткового" типа. Применение такой КС в поршне возможно без переделки серийной головки. Известно, что КС лепесткового типа имеет множество преимуществ, однако из-за сложной конструкции не было возможности применять ее в серийных моделях малоразмерных дизелей. Современные возможности CAD-систем значительно облегчают проектирование и технологическую подготовку производства поршней такого типа.

Теоретическое обоснование целесообразности использования КС лепесткового типа в поршне малоразмерного дизеля привело к созданию трехмерных моделей поршня и КС по следующим алгоритмам.

Алгоритм проектирования трехмерной модели поршня с КС лепесткового типа в САПР КОМПАС-3D V.8

Первый этап. Сначала получают модель поршня без КС, по которой можно проектировать КС любого типа; кроме того, эту модель можно использовать для исследования массово-центровых характеристик (МЦХ) поршня.

Для получения трехмерной модели поршня КС лепесткового типа воспользуемся модулем КОМПАС-3D V.8 для проектирования трехмерных объектов:

1) выбираем плоскость *ZX*;

2) создаем эскиз образующей поршня с осью симметрии и сохраняем сформированный эскиз;

3) методом вращения контура вокруг оси симметрии получаем трехмерную модель поршня;

4) строим дополнительную плоскость, на которой расположены 12 отверстий и в которой фор-

мируем эскиз отверстия с осью симметрии, сохраняем эскиз;

5) методом вычитания вращением контура вокруг оси вырезаем отверстие в теле поршня;

6) формируем ось симметрии поршня в пространстве;

7) копируем отверстие относительно оси 12 раз;

8) строим в плоскости *ZX* контур центрального отверстия с выточками, методом вычитания вращением контура вокруг оси вырезаем отверстие в теле поршня;

9) в плоскости дна поршня строим эскиз внутренней полости, применяя метод вычитания выдавливаем в теле поршня на некотором расстоянии;

10) строим дополнительную плоскость, в которой формируем эскиз холодильника и методом вычитания выдавливанием вырезаем ее в теле поршня;

11) копируем полость холодильника относительно оси поршня;

12) записываем сформированную трехмерную модель поршня в базу данных моделей (рис. 1).

Второй этап. Формируем модель КС лепесткового типа:

1) выбираем плоскость *ZX* и формируем в ней эскиз "тор + конус", затем методом вращения контура вокруг оси симметрии получаем основную часть тела КС;

2) строим дополнительную плоскость, в которой формируем эскиз "цилиндр + тор", методом сложения вращением вокруг оси соединяем с основной частью тела;

3) копируем тело "цилиндр + тор" методом зеркального переноса;

4) строим дополнительную плоскость, в которой формируем эскиз "цилиндр + сфера", методом сложения вращением вокруг оси соединяем с основной частью тела;

5) копируем тело "цилиндр + сфера" методом зеркального переноса;

6) строим дополнительную плоскость и отсекаем верхнюю часть тела КС на некотором расстоянии;

7) записываем сформированную модель КС лепесткового типа в базу данных моделей (рис. 2).

Сформированная модель КС в САПР КОМПАС-3D V.8 удобна тем, что без дополнительных сложных математических вычислений можно определить МЦХ: площадь поверхности, объем, массу, координаты центра масс, осевые и центробежные моменты инерции (рис. 3).

Третий этап. Для проектирования модели поршня с КС воспользуемся записанными в базу данных моделями:

1) вызываем модель поршня из базы данных;

2) вызываем модель КС лепесткового типа;

3) копируем эскизы из модели КС в модель поршня и вырезаем их в теле поршня;

4) записываем сформированную модель в базу данных (рис. 4).

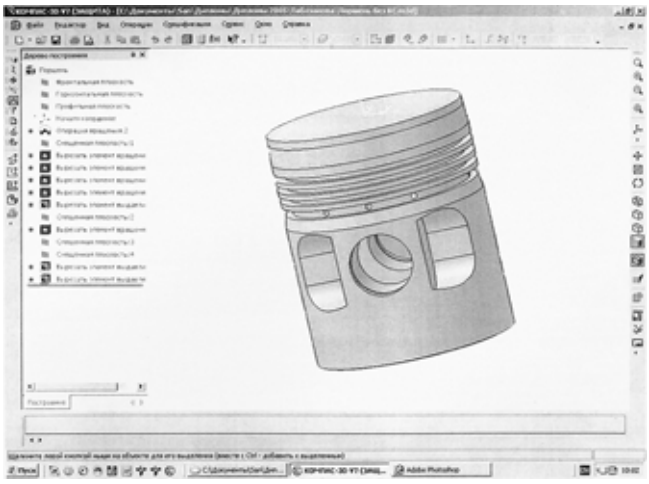


Рис. 1. Сформированная трехмерная модель поршня в КОМПАС-3D V.8

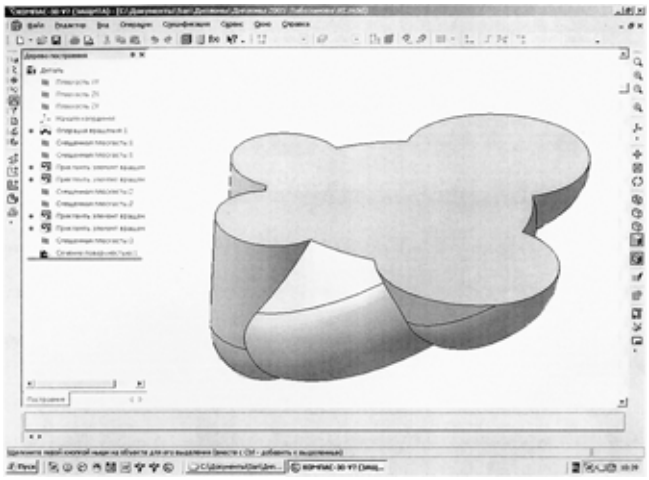


Рис. 2. Сформированная трехмерная модель КС лепесткового типа в КОМПАС-3D V.8

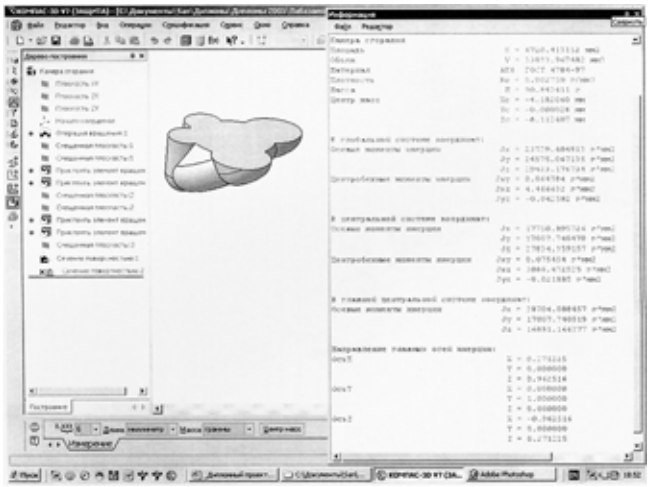


Рис. 3. Пример расчета МЦХ камеры сгорания лепесткового типа

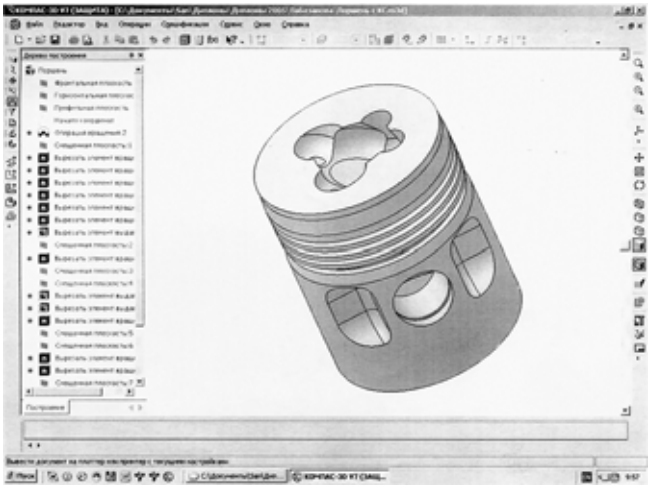


Рис. 4. Сформированная трехмерная модель поршня с КС лепесткового типа в КОМПАС3-D V.8

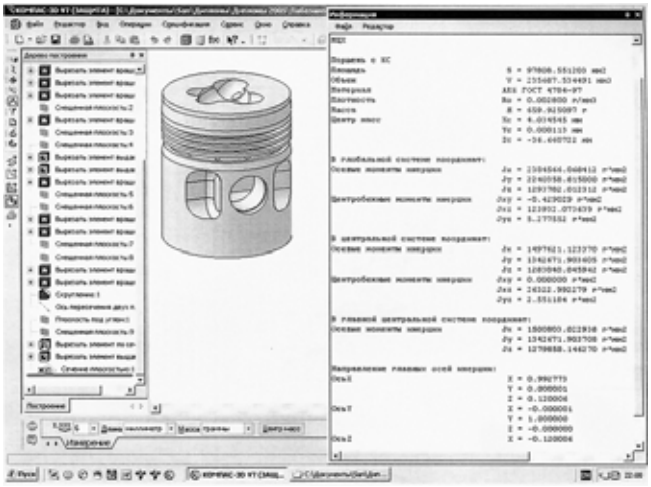


Рис. 5. Расчет МЦХ поршня с КС

Для поршня так же, как и для КС, выполняется расчет МЦХ (рис. 5).

Четвертый этап. Для формирования конструкторской документации на поршень воспользуемся модулем КОМПАС-График и полученными трехмерными моделями. Методом переноса проекций с модели на чертеж получаем необходимые контуры и оформляем чертеж в соответствии с требованиями ЕСКД.

Пятый этап. Назначение АСТПП — комплексная технологическая подготовка производства технологической оснастки заранее неизвестной номенклатуры, которая может использоваться в цепочке "проектирование — изготовление" на основе безбумажной технологии проектирования. Посредством АСТПП поддерживается проектирование на базе типовых и групповых технологических процессов с использованием типовых операций и переходов. АСТПП избавляет от рутинного труда, связанного с разработкой и оформлением технологической документации.

Основная задача системы ГеММа-3D — получение программ обработки наиболее сложных деталей на станках с ЧПУ, изготовляемых с использованием фрезерной, токарной и сверлильной обработок, а также электроэрозионной и лазерной резками. В восьмой версии ГеММа-3D удачно реализована интеграция со многими известными CAD-системами. Большое преимущество обеспечивает качественный импорт файлов, сохраненных в форматах IGES, STEP и BXF, благодаря чему возможно взаимодействие с такими известными САПР, как CATIA, Pro/ENGINEER, EUCLIBE, Power-SHAPE, SolidWorks, Solid Edge, КОМПАС, AutoCAD и др. Система ГеММа-3D обеспечивает выход на все отечественные и зарубежные системы управления станками. В состав дистрибутива системы входит библиотека из 70 постпроцессоров к основным отечественным и зарубежным системам управления в исходных текстах (FANUC, BOSH, FAGOR, CNC-1600, 2C42-65, H33 и др.). Основное назначение постпроцессора — выполнять преобразования траекторий инструмента, записанных в инвариантных кодах (APT-файлы) в формат команд определенной системы ЧПУ станка.

Алгоритм проектирования УП для станка с ЧПУ в системе ГеММа-3D

1. Воспользуемся сформированными трехмерными моделями поршня с КС лепесткового типа в САПР КОМПАС. Для этого перекодируем трехмерную модель в каркасную модель и сохраним ее в формате IGES (рис. 6).

2. В системе ГеММа-3D вызываем каркасную модель поршня с КС и формируем плоскости безопасности, обработки, крепления и т. д. (рис. 7).

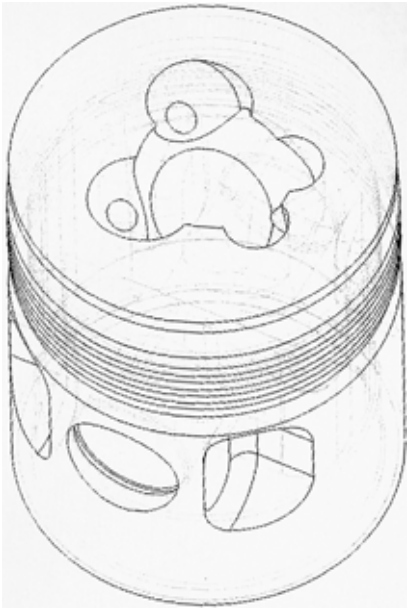


Рис. 6. Каркасная модель поршня с КС лепесткового типа в формате IGES

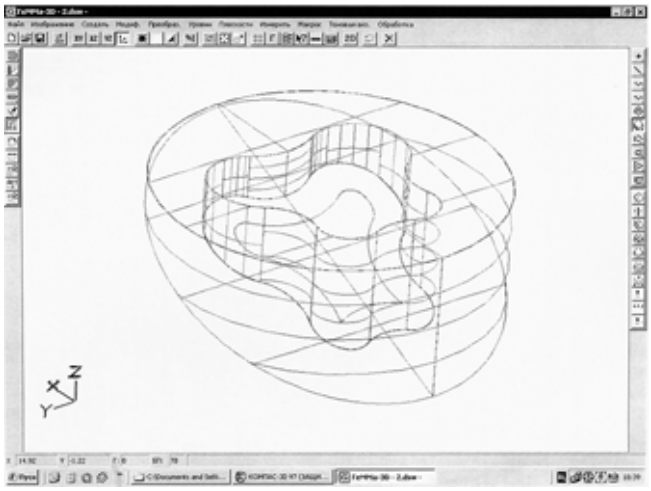


Рис. 7. Каркасная модель поршня с КС лепесткового типа в системе ГеММа-3D

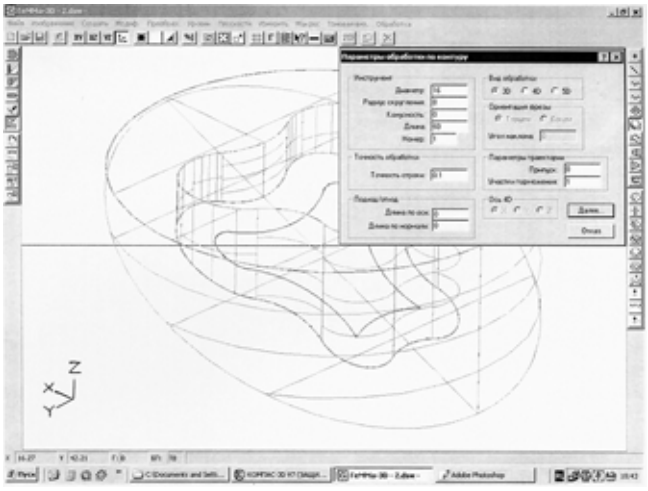


Рис. 8. Задание обрабатываемых поверхностей и параметров обработки по контуру КС в системе ГеММа-3D

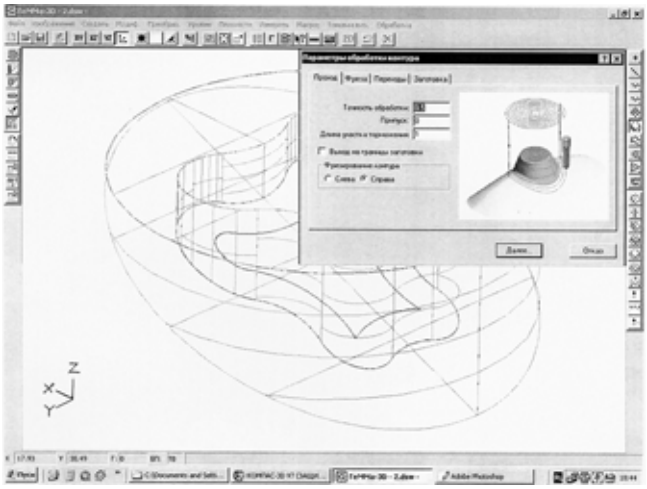


Рис. 9. Задание параметров обработки КС лепесткового типа в системе ГеММа-3D

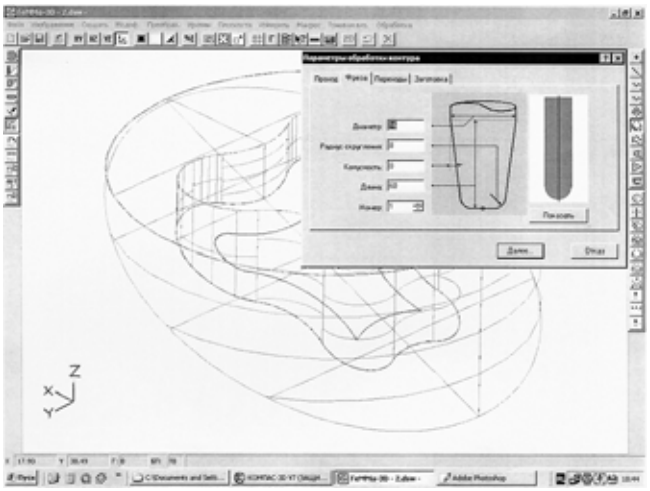


Рис. 10. Задание параметров режущего инструмента в системе ГеММа-3D

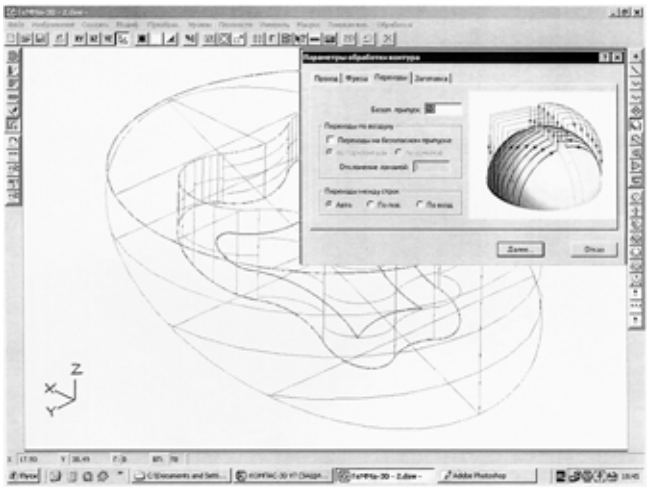


Рис. 11. Задание параметров перехода в системе ГеММа-3D

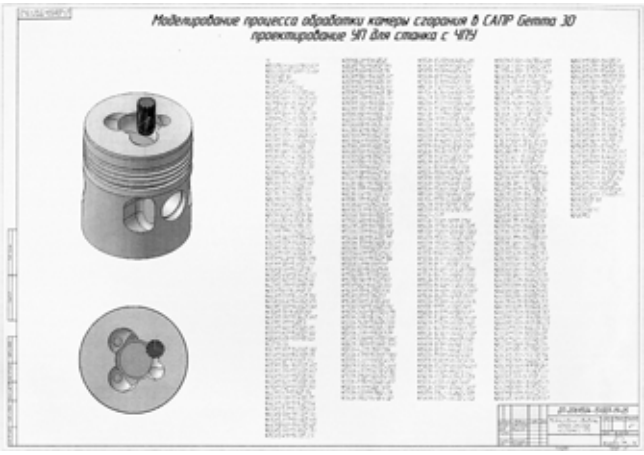


Рис. 12. Моделирование процесса обработки КС в САПР ГеММа-3D (УП для станка с ЧПУ)

3. Задаем обрабатываемые поверхности и параметры обработки по контуру (рис. 8).

4. Задаем параметры обработки контура КС, вид обхода, припуск на обработку, точность обработки и т. д. (рис. 9).

5. Задаем параметры режущего инструмента: диаметр, радиус скругления, конусность, длину, а также номер инструмента (рис. 10).

6. Задаем параметры перехода, безопасный припуск, переход на безопасный припуск, отклонения от ломаной линии, переход между строк (рис. 11).

7. Запускаем формирование УП для станка с ЧПУ, получаем УП по фрезерной трехкоординатной обработке КС в поршне (рис. 12).

В результате выполненных операций получен алгоритм проектирования трехмерной модели поршня с КС лепесткового типа сложной конфигурации; показано преимущество системы КОМПАС-3D V.8 и ГеММа-3D при проектировании и подготовке производства деталей сложной трехмерной конфигураци; получена трехмерная модель КС лепесткового типа, которую можно использовать для дальнейших исследований; показан автоматизированный процесс подготовки УП для станков с ЧПУ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Дорохов А. Ф., Джабраилов А. Д.** Разработка и исследование параметров камеры сгорания в поршне сложной пространственной формы // Сб. науч. тр. СПб: Институт проблем машиноведения РАН, 1998. 96 с.

2. **Дорохов А. Ф.** Разработка методологии, принципов проектирования и модернизации производства судовых малоразмерных дизелей: Автореф. дис. ... д-р техн. наук. СПб: С-ПтГУВК, 1998.

3. **Дизели:** Справочник / Под общ. ред. В. А. Ваншейдта, Н. Н. Иванченко и др. Л.: Машиностроение, 1977. 480 с.

4. **Иванченко Н. Н., Семёнов Б. Н., Соколов В. С.** Рабочий процесс дизеля с камерой сгорания в поршне. Л.: Машиностроение, 1972. 265 с.

5. **Завлин М. Я.** Современное состояние и задачи дальнейших исследований смесеобразования в дизеле // Двигателестроение. 1991. № 5. С. 52—56.

6. **КОМПАС-График** для Windows: Руководство. Ч. 1. СПб: ОА Аскон, 1999. 406 с.

УДК 519.216:612.67

М. А. КУЗИН (ОАО "ГНЦ НИИАР", г. Димитровград),
e-mail: DisputFuzzy@yandex.ru

Математическое моделирование и вибрационная надежность центрифуги для разделения суспензий

Разработана модель центрифуги, методами Дункерлея и Крылова определены критерии скорости при случайном отклонении центра масс от оси вращения, представлена аналитическая форма функции случайных выбросов колебательного процесса, рассчитано среднее число выбросов в единицу времени.

Ключевые слова: центрифуга, критическая скорость, вибрационная надежность, метод Дункерлея, метод Крылова, среднее число выбросов, колебательный процесс.

A centrifuge model has been elaborated. Speed criteria at stochastic deviation of centre of mass from the rotation axis have been determined by use of the Dunkerley and Krylov methods. Analytical form of function of stochastic spikes of oscillation process has been presented, and average number of the spikes in a unit of time has been calculated.

Keywords: centrifuge, critical speed, vibratory reliability, the Dunkerley method, the Krylov method, average number of spikes, oscillation process.

При проектировании, изготовлении и эксплуатации центробежных устройств для обеспечения безаварийной работы следует проводить оценку их вибрационной надежности. В данной статье объектами исследований являются элементы вибрационной надежности центробежных устройств, рассматриваемых на примере центрифуги для разделения суспензий с акцентом на вероятностный подход при моделировании данного технического устройства. Центрифуги используются для разделения неоднородных веществ, например суспензий и эмульсий, и сегодня широко применяются в различных инновационных технологиях [1].

Исследуя вибрации вала центрифуги, при расчетах критической скорости воспользуемся методами Дункерлея и Крылова, а также рассмотрим стохастическую модель для описания некоторых параметров надежности данного центробежного устройства [2, 3].

Разработка математической модели центрифуги

Вал центрифуги располагается на двух шариковых опорах, причем на его свободном конце через штангу закреплен сборник, представляющий собой полый тонкостенный цилиндр с открытым нижним основанием для загрузки суспензии и четырьмя отверстиями в цилиндрической оболочке для выхода осветленной жидкости. Центр тяжести сборника не совпадает с местом крепления его на валу.

Для простоты расчета представим штангу со сборником как круглый цилиндр диаметром, равным внешнему диаметру сборника. Расчетная схема вращающейся системы "вал центри-

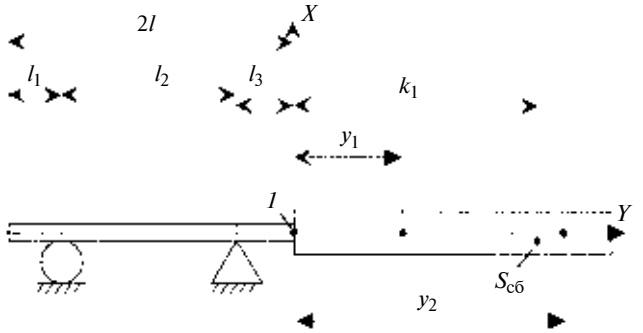


Рис. 1. Расчетная схема системы "вал — штанга — сборник"

фуги — штанга — сборник" приведена на рис. 1.

На вал действуют инерционные силы от распределенной массы вала и сила инерции $P_{сб}$ от системы "штанга — сборник", приложенная в центре тяжести $S_{сб}$, которая находится по формуле $P_{сб} = -m_{сб}\ddot{x}_{сб}$, где $m_{сб} = 23{,}3$ кг — масса системы; $x_{сб} = 0{,}001$ м — поперечное перемещение центра тяжести $S_{сб}$ от геометрической оси вала; $\ddot{x}_{сб}$ — ускорение, м/с$_2$. Тогда момент от силы инерции $M_{сб} = P_{сб}k_1$. Здесь $k_1 = \sum_{i=1}^{2} m_i y_i / \sum_{i=1}^{2} m_i$ — расстояние от центра тяжести сборника до места крепления штанги центрифуги к валу (см. рис. 1, точка *1*), где y_i — расстояние от точки *1* до центров тяжести штанги и сборника ($y_1 = 0{,}3055$ м, $y_2 = 0{,}721$ м); m_i — сумма масс штанги и сборника ($m_1 = 2{,}6$ кг, $m_2 = 20{,}7$ кг). Подставив значения, получим:

$$k_1 = \frac{2{,}60 \cdot 0{,}3055 + 20{,}7 \cdot 0{,}721}{2{,}6 + 20{,}7} = 0{,}675 \text{ м}.$$

Учитывается влияние только нормальных сил инерции: $\ddot{x}_{сб} = -\omega^2 x_{сб}$, где $\omega = 41{,}9$ с$^{-1}$ — угловая скорость вала.

Гироскопический момент системы находится по формуле $M_{г.сб} = (J_о - J_q)\Phi_{сб}\omega^2$, где $J_о = 0{,}003$ кг · м^2 — момент инерции сборника относительно оси вращения вала; $J_q = 5{,}36$ кг · м^2 — момент инерции сборника относительно поперечной оси, проходящей через его центр тяжести; $\Phi_{сб}$ —угол наклона вала в точке крепления на нем сборника (см. рис. 1, точка *1*).

Определение критических скоростей методами Дункерлея и Крылова

Для приближенного определения первой критической скорости систему "вал — штанга — сборник" разделим на две подсистемы: первая — с равномерно распределенной массой вала (рис. 2); вторая — с невесомым валом, нагруженным силой инерции $P_{сб}$ и гироскопическим моментом $M_{г.сб}$ от системы "штанга — сборник" (рис. 3).

Определим критическую скорость системы (см. рис. 1) методом Дункерлея. Найдем критическую скорость ω_1 вала с равномерно распределенной массой $m_в$ по длине (см. рис. 2):

$$\omega_1 = \frac{\alpha^2}{l^2}\sqrt{\frac{EJ}{m_1}} \approx 3{,}4 \cdot 10^4 \text{ с}^{-1}.$$

Здесь α — коэффициент при τ, определяемый по рис. 8.26 работы [1] ($\tau = l_3/l = 0{,}028/0{,}0625 \approx 0{,}448 \to \alpha = 2{,}6$, где $l = 0{,}0625$ м — полудлина вала); $J = 0{,}05 d_в^4 = 0{,}05 \cdot 0{,}015^4 = 2{,}5 \cdot 10^{-9}$ м^4 — экваториальный момент инерции поперечного сечения вала, где $d_в = 15$ мм — диаметр вала; $E = 2{,}1 \cdot 10^{11}$ Па — модуль упругости; $m_1 = \pi d_в^2 \rho/4 = 1{,}38$ кг/м — масса единицы длины вала, где $\rho = 7800$ кг/м^3 — плотность стали.

Определим критическую скорость ω^2 системы (см. рис. 3) [3]:

$$\omega_2^4 (BC - AD) + \omega_2^2 (D - A) + 1 = 0, \qquad (1)$$

где $A = m(a_{11} + k_1 a_{11}) = 3{,}3 \cdot 10^{-5}$ с^2; $B = a_{11}(J_о - J_q) - a_{11} m k_1^2 a_{11} m \approx -3{,}3 \cdot 10^{-5}$ с^2 · м; $C = m(b_{11} + k_1\beta_{11}) \approx 6 \cdot 10^{-3}$ с^2/м; $D = \beta_{11}(J_о - J_q) - b_{11} m k_1 - k_1^2 \beta_{11} m \approx -1{,}6 \times 10^{-3}$ с^2. Здесь коэффициенты влияния при $l_2 = 0{,}072$ м и $l_3 = 0{,}028$ м имеют вид:

$$a_{11} = (l_3 + l_2) l_3^2 / (3EJ) \approx 5 \cdot 10^{-8} \text{ м/Н};\ b_{11} = a_{11} = (3l_3 + 2l_2) l_3 / (6EJ) \approx 2 \cdot 10^{-6} \text{ 1/Н};$$
$$\beta_{11} = (3l_3 + l_2)/(3EJ).$$

Подставив значения коэффициентов в уравнение (1) получим $\omega_2 = 25$ с$^{-1}$.

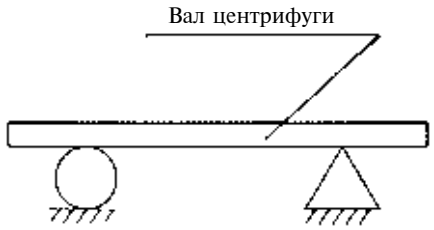


Рис. 2. Расчетная схема вала без системы "штанга — сборник"

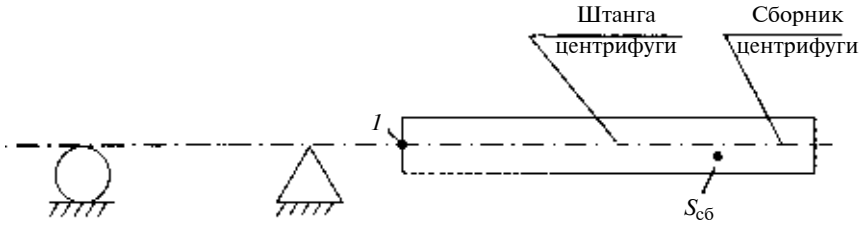


Рис. 3. Расчетная схема вала с системой "штанга — сборник"

Общая критическая скорость системы $\omega = \sqrt{\dfrac{\omega_1^2\omega_2^2}{\omega_1^2+\omega_2^2}} \approx 25\ \text{с}^{-1}$.

Таким образом, была получена критическая скорость, значение которой ниже действительного ($73 \div 83\ \text{с}^{-1}$). Это указывает на то, что метод Дункерлея дает заниженные значения.

Рассчитаем критическую скорость методом Крылова. Сделаем допущение: центрифуга представляет собой вал, опирающийся на две опоры (см. рис. 1). В расчете используем следующие значения: $l = 0{,}125$ м; длина первого участка 0,097 м; диаметр вала $d = 0{,}015$ м; приведенная масса системы "штанга — сборник" 0,00153 кг; $m_1 = 1{,}378$ кг — масса единицы длины вала; $a_1 = 0{,}101$ м — длина второго участка от начала координат.

Расчет с использованием программ [4, 5] дал следующие результаты: критическая скорость системы 89 с^{-1}; это немного выше наибольшего значения, 83 с^{-1}, полученного практическим путем, что вполне допустимо [3].

Определим зону рабочих скоростей с учетом значения критической скорости, полученного методом Крылова.

Условие работы для первой критической скорости $0{,}7\omega \geqslant \omega_{\text{раб}} \geqslant 1{,}4\omega$; подставив $\omega = 89\ \text{с}^{-1}$, получим $62{,}3\ \text{с}^{-1} \geqslant \omega_{\text{раб}} \geqslant 124{,}6\ \text{с}^{-1}$.

Определение вибрационной надежности центрифуги

Так как зона рабочих скоростей центрифуги лежит в интервале $0 \div 300\ \text{с}^{-1}$, возможен отказ устройства с полным разрушением вследствие вибрации, что для ядерного производства недопустимо. Необходима оценка вибрационной надежности системы, которая в значительной степени основана на анализе случайных выбросов колебательных процессов и связанных с ними процессов накопления повреждений, поскольку начальное распределение дефектов, условия эксплуатации и взаимодействие центрифуги с окружающей средой носят случайный характер. Основной характеристикой, определяющей безотказную работу системы на заданном отрезке времени, является функция надежности. Для определения функции надежности центрифуги необходимо найти числовые характеристики выбросов случайных процессов из области допустимых состояний, в частности математическое ожидание положительных пересечений $\langle N(t)\rangle$ векторным процессом x предельной поверхности Г и среднее число выбросов в единицу времени [2].

Рассмотрим непрерывный дифференцируемый одномерный случайный процесс выхода точки $S_{\text{сб}}$ (см. рис. 1) за границу $|x| = x_{\text{сб}}$ с заданной совместной плотностью вероятности $p(x, x', t)$. Учитывая, что $x_{\text{сб}} = \text{const}$ и симметричность решаемой задачи, среднее число выбросов в единицу времени $[\lambda(x_{\text{сб}}, t)]$ рассчитываем по формуле [2]

$$\lambda(x_{\text{сб}} - x_{\text{сб}}t) = \frac{\sigma_{x'}}{\pi\sigma_x}\exp\left[-\frac{(x_{\text{сб}} - M)^2}{2\sigma_x^2}\right], \quad (2)$$

где M, σ_x, $\sigma_{x'}$. — соответственно математическое ожидание, дисперсии процесса смещения центра $S_{\text{сб}}$ масс от геометрической оси x вала за границу $|x| = x_{\text{сб}}$ и его производной x'.

Для нормального распределения x можно записать:

$$M = \frac{2}{\sqrt{2\pi}}\left(\int_{x_{\text{сб}}}^{+\infty} x e^{\frac{x^2}{2}}\,dx\right) = -\frac{2}{\sqrt{2\pi}} e^{\frac{x^2}{2}}\Big|_{x_{\text{сб}}}^{+\infty} = \frac{2}{\sqrt{2\pi}} e^{\frac{x_{\text{сб}}^2}{2}}. \quad (3)$$

Дисперсия σ_x имеет вид:

$$\sigma_x = \frac{2}{\sqrt{2\pi}}\int_{x_{\text{сб}}}^{+\infty} x^2 e^{\frac{x^2}{2}}\,dx - M^2 = \frac{2}{\sqrt{2\pi}}\left(-x e^{\frac{x^2}{2}}\Big|_{x_{\text{сб}}}^{+\infty} + \int_{x_{\text{сб}}}^{+\infty} e^{\frac{x^2}{2}}\,dx\right) - M^2 \approx \frac{2}{\sqrt{2\pi}} x_{\text{сб}} e^{-\frac{x_{\text{сб}}^2}{2}} + 1 - M^2. \quad (4)$$

Полагая, что $x' = \omega x$ и учитывая, что $\partial\omega/\partial x = 0$, получим

$$\sigma_{x'} = \omega^2\sigma_x. \quad (5)$$

При $x_{\text{сб}} = 0{,}001$ м и $\omega = 41{,}9\ \text{с}^{-1}$, подставляя значения дисперсий и математического ожидания в формулы (3)—(5), получим: $M = 0{,}8$ м; $\sigma_x = 0{,}36$ м; $\sigma_{x'} = 6{,}3 \cdot 10^2\ \text{м/с}^2$, а в формулу (2) — $-\lambda(0{,}001, -0{,}001, t) \approx 405\ \text{с}^2$.

Таким образом, разработанная модель и значения критической скорости соответствуют практическим результатам, полученным при исследовании центрифуги на стенде. Более надежной является конструкция с меньшим числом выбросов в единицу времени.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Попков Г. П.** Разработка оборудования для реализации замкнутого топливного цикла на основе пироэлектрохимической технологии и подготовки гранулята для изготовления виброуплотненных твэлов // Междунар. науч.-техн. конф. "Атомная энергетика и топливные циклы". М.: Изд-во НИКИЭТ, 2003. С. 38, 39.

2. **Вибрации** в технике: Справочник. Т. 1: Колебания линейных систем / Под ред. В. В. Болотина. М.: Машиностроение, 1978. 352 с.

3. **Расчет** и конструирование машин прядильного производства / А. И. Макаров, В. В. Крылов, В. Б. Николаев и др. М.: Машиностроение, 1981. 464 с.

4. **Кузин М. А., Белинис С. М.** Актуальность применения визуального программирования при проектировании машин текстильной отрасли на примере создания пакета прикладных программ — MOW // Вестник Всероссийской науч.-техн. конф. "Дни науки", 2002. СПб.: РИЦ СПГУТД, 2002. С. 122.

5. **Реестр** программ для ЭВМ. Надёжно. № 2002611045.2002.

УДК 532.5.011.12

В. Ц. ВАНЧИКОВ, канд. техн. наук (ИрГУПС, г. Иркутск), тел.: (664075) 63-83-64

Адгезия жидкости к твердой поверхности обтекания

Анализируются микропроцессы внутреннего трения при течении жидкости в зоне действия сил адгезии твердого тела.

Ключевые слова: твердая поверхность обтекания, адгезия твердого тела и жидкости, сдвиговая деформация.

Micro-processes of internal friction at a fluid flow within coverage of the adhesion forces of solid body are analyzed.

Keywords: solid streamline surface, adhesion of a solid body and a fluid, shear deformation.

Введение. Гипотеза Ньютона об образовании одного прилипшего неподвижного монослоя жидкости на твердой поверхности обтекания нарушается при переходе ламинарного течения в особый вид ламинарного течения при числе Рейнольдса Re = 6,3, который характеризуется образованием более 3 300 тыс. неподвижных молекулярных слоев жидкости, т. е. неподвижный граничный слой увеличивается приблизительно на 100 мкм. Переход микропроцессов вязкого трения в зоне действия сил адгезии твердого тела в макропроцесс особого ламинарного течения можно наблюдать в капиллярной трубке прибора для измерения силы когезии микрочастиц потока к граничному слою [1] по прошествии более 1 ч. Возникновение в капилляре полимолекулярных слоев жидкости, обладающих сдвиговой прочностью, можно объяснить упорядочением ориентации молекул в граничном слое под действием касательного усилия гидродинамического давления в направлении потока и закреплением молекул в таком положении в результате сил адгезии твердого тела.

Упорядоченная ориентация молекул на "жидкой поверхности" неподвижного граничного слоя является одним из факторов когезии жидких частиц потока при особом ламинарном течении. Молекулы жидкости, обладающие постоянным диполем, попадая в зону действия сил адгезии твердого тела, притягиваются к твердой поверхности противоположно заряженными диполями. Вслед за образованием монослоя может происходить дальнейшая ориентация молекул, поскольку концы молекул в монослое, обращенные к жидкости, также создают силовое поле, хотя и более слабое по сравнению с полем твердого тела. Однако благодаря упорядоченному расположению молекул слоя силы этого поля достаточны, чтобы ориентировать второй слой. Так происходит построение молекулярного граничного слоя, состоящего из многих рядов.

При определенной толщине граничного слоя его дальнейший рост прекращается, так как действие силового поля поверхности твердого тела ослабевает ввиду экранирующего действия близлежащих к твердой поверхности слоев молекул жидкости.

Детальное рассмотрение физики микропроцессов внутреннего трения в зоне действия сил адгезии твердого тела актуально с точки зрения развития теории адгезии жидкости и твердой поверхности. Развитие этой теории может помочь в решении технически актуальных задач нанотехнологии и нанобиологии.

Рассматриваются микропроцессы внутреннего трения при течении жидкости в зоне действия сил адгезии микрочастиц твердого тела с целью объяснения некоторых экспериментальных данных, наблюдаемых в случае особого вида ламинарного течения.

Постановка задачи. Из сказанного выше следует, что при обтекании жидкостью поверхности твердого тела под действием сил адгезии образуются неподвижные слои жидкости, несмотря на смывающее усилие потока, т. е. образуются полимолекулярные слои жидкости, обладающие сдвиговой прочностью. В этом случае сдвиговое напряжение будет таким же, как и в твердом теле. Кроме того, анализ сдвиговой деформации в упругом твердом теле почти идентичен анализу скоростей в жидкости [2]. Напомним, что с технологической точки зрения различие между твердыми телами и жидкостями весьма значительно, а с точки зрения физики деформации и текучести скорее количественное, чем качественное. Это положение можно проверить, если принять во внимание аналогию между медленным течением вязкой жидкости и деформациями несжимаемой среды. При этом скорость вязкой жидкости аналогична упругому перемещению, скорость деформации — упругой деформации и коэффициент динамической вязкости — модулю сдвига. Эта аналогия позволяет свести задачи упругости к задачам ламинарного вязкого течения [3]. Кроме того, в работе [4] показано, что большинство физических процессов, происходящих в неподвижном граничном слое жидкости, подчиняются тем же немногочисленным и простым закономерностям, характерным для других явлений.

В работе [5] выдвинута гипотеза, что существует пока еще неоткрытый "механизм", принцип работы которого определяется уравнениями физики, показывающими "фундаментальное единство" природы

с пространством. Опираясь на эту гипотезу, сформулируем задачу данной работы: "Используя методы размерности и аналогии, установить связь микропроцессов внутреннего трения жидкости, происходящих в зоне действия сил адгезии микрочастиц твердого тела, с макропроцессами особого вида ламинарного течения".

Силы адгезии твердого тела в граничном слое жидкости. Решение задач миниатюризации электронных систем привело к открытию предельных размеров промежуточных объектов, находящихся между микроскопическими и макроскопическими областями пространства [6]. Исследование свойств мезоскопических объектов представляет интерес не только для наноинженерной практики, но и для развития теории, изучающей адгезию жидкости к твердой поверхности обтекания.

В механике жидкостей широко используется понятие "жидкая частица" или "жидкий объем", т. е. малый или конечный объем жидкости, состоящий во время движения из одного и того же конечного количества молекул. Иными словами, малый объем жидкости должен содержать предельно ограниченное и в то же время достаточное количество молекул, для того чтобы макроскопическое свойство этих молекул представляло собой среднее значение по времени согласно методу Гиббса. По эргодической гипотезе средняя величина макроскопического свойства отдельной совокупности молекул предполагается соответствующей совокупности событий, подлежащих статистическому рассмотрению. В идеальном случае, согласно методу Максвелла—Больцмана, жидкая частица может иметь размер молекулы. Однако применение этого метода к совокупности взаимодействующих друг с другом молекул затруднительно, так как приходится рассматривать столько элементов фазового пространства, сколько молекул взаимодействуют между собой.

Если принять условно границу деления пространства на микромир и макромир примерно равной 10^{-8} м, то промежуточное пространство, удаленное от поверхности твердого тела на расстояние от $5 \cdot 10^{-9}$ до $5 \cdot 10^{-8}$, будет мезоскопическим. Например, для воды, имеющей диаметр молекулы около 0,3 нм (3 Å), в микроскопическом пространстве вблизи поверхности твердого тела могут располагаться $\approx$ 27 слоев молекул, а совместно с мезоскопическим пространством — около 243 слоев. При этом в мезоскопическом пространстве могут разместиться $\approx$ 216 слоев молекул воды. Таким образом, если жидкая частица воды имеет поперечные размеры, не превышающие 27 диаметров молекулы, то ее можно рассматривать как микрочастицу, а при размере жидкой частицы от 27 до 216 диаметров молекулы — как мезоскопическую частицу. Следовательно, при поперечном сечении жидкой частицы воды свыше 216 диаметров молекулы ее можно рассматривать уже как макроскопическое тело.

И все же на вопрос, каковы реальные размеры жидкой частицы, состоящей из одних и тех же молекул при ее движении в зоне действия сил адгезии твердого тела, по существу, нет ответа ни в гидравлике, ни в физике жидкости.

Ламинарное движение жидких частиц в зоне действия сил адгезии твердого тела можно представлять как движение капли в жидкости с теми же свойствами, что и у капли. При изучении движения жидкости жидкая частица рассматривается как объект, к которому применимы законы механики. Кроме того, в гидромеханике используются термины "жидкая поверхность" и "жидкая линия", молекулы которых не смешиваются с окружающей средой. В случае особого режима ламинарного течения "жидкая поверхность" или "жидкая линия" состоят из слоя неподвижных молекул на "поверхности" граничного слоя, которая омывается потоком жидкости.

Из сказанного следует, что в случае особого режима ламинарного течения неподвижный граничный слой сначала имеет толщину микроскопических размеров. В процессе утолщения этот слой переходит указанную условную границу микроскопического пространства, и дальнейшее увеличение его толщины происходит в мезоскопическом пространстве. Увеличение толщины неподвижного граничного слоя прекращается на расстоянии около 100 мкм от поверхности твердого тела, т. е. в макроскопическом пространстве. Утолщение граничного слоя объясняется тем, что в случаях ламинарного течения жидкости вблизи поверхности твердого тела, когда между молекулами жидкости не может происходить обмен электронами или их перераспределение, возникают силы взаимодействия Ван-дер-Ваальса. Хотя молекулы текущей жидкости электрически нейтральны, они состоят из большого числа движущихся заряженных частиц. Мгновенные смещения этих частиц от симметричного расположения приводят к возникновению флуктуирующих электрических диполей, которые, в свою очередь, индуцируют подобные смещения в молекулах, расположенных в близлежащих слоях текущей жидкости. Силы Ван-дер-Ваальса составляют от 0,01 до 0,1 эВ и действуют на расстоянии около 1 нм (10 Å). Иными словами, в неподвижном граничном слое действуют силы притяжения Ван-дер-Ваальса, определяемые как силы адгезии твердого тела и жидкости и как силы когезии между молекулами жидкости.

Таким образом, в случае особого ламинарного течения зона действия сил адгезии микрочастиц

твердого тела распространяется в слое жидкости на расстояние порядка 10^{-4} м.

Поведение каждой молекулы жидкости в неподвижном граничном слое может быть представлено в виде колебаний в потенциальной яме, образованной соседними молекулами. Рассмотрим на примере воды энергию связи молекулы неподвижного граничного слоя в случае облитерации капилляра в рамках приближенной модели, основанной на теории Ван-дер-Ваальса, в соответствии с которой средняя кинетическая энергия теплового движения молекулы воды в неподвижном граничном слое $E = (2/3)kT$, где k — постоянная Больцмана; T — температура (в работе [7] показано, что это выражение также можно использовать в случае атома, связанного в твердом теле).

Расчеты показали, что при нормальной температуре (293 К) энергия теплового движения молекулы воды равна 3,8 кДж/моль (0,9 ккал/моль или 0,038 эВ/молек). Энергия связи молекулы в неподвижном граничном слое воды при нормальной температуре составляет 6 кДж/моль (1,4 ккал/моль или 0,59 эВ/молек) [1]. При температуре перехода воды в лед энергия теплового движения молекулы воды составляет 3,6 кДж/моль (0,86 ккал/моль или 0,036 эВ/молек), а энергия связи молекулы льда — 50 Дж/моль (11,9 ккал/моль или 0,5 эВ/молек) и энергия фазового перехода льда в воду — 6 кДж/моль (1,4 ккал/моль или 0,062 эВ/молек) [8]. При температуре 373 К энергия теплового движения молекулы воды составляет 4,8 кДж/моль (1,1 ккал/моль или 0,048 эВ/молек), а энергия парообразования воды — 42 кДж/моль (10 ккал/моль или 0,42 эВ/молек) [8]. В работе [1] показано, что при температуре 343 К происходит разрушение неподвижного граничного слоя жидкости, а энергия теплового движения молекулы воды составляет 4,4 кДж/моль (1 ккал/моль или 0,044 эВ/молек). Согласно работе [9] энергия водородной связи молекул воды (т. е. энергия взаимодействия вода—вода) составляет 21 кДж/моль (5 ккал/моль или 0,21 эВ/молек).

Из изложенного видно, что энергия связи молекулы воды в неподвижном граничном слое не должна превышать энергию связи молекулы льда, а также энергию фазового перехода льда в жидкое состояние. В то же время энергия связи молекулы воды в неподвижном граничном слое должна превышать разрушающую тепловую энергию. Иными словами, энергия связи молекулы воды в неподвижном граничном слое, равная 0,059 эВ/молек, должна находиться в пределах $0{,}038 \div 0{,}062$ эВ/молек. Эта гипотеза была экспериментально подтверждена в работе [1]. В связи с этим отметим, что энергия водородной связи молекул воды оказалась завышенной даже по сравнению с энергией фазового перехода льда в жидкость.

Вязкость жидкости в зоне действия сил адгезии твердого тела. Динамический коэффициент вязкости определяют по формуле Стокса: $\eta = F/(6\pi\upsilon r)$, где υ — скорость движения макроскопических сферических частиц под действием некоторой заданной силы F против вязких сил жидкости; r — радиус сферы. Эта формула подтверждается для движения коллоидных частиц, но неприменима для движения молекул [9].

В молекулярных теориях вязкого течения простых жидкостей предпринята попытка установить связь между вязкостью и энергией взаимодействия пары молекул на основе следующего. Молекулы жидкости связаны между собой межмолекулярными силами притяжения. Когда два соседних слоя жидкости движутся с различной скоростью, они воздействуют друг на друга, и их относительное движение при отсутствии поддерживающих внешних сил затухает. В результате взаимного торможения слоев, движущихся с различными скоростями, молекулярная структура жидкости искажается. Если рассматривать усредненное расположение частиц, окружающих данную молекулу, то вместо вполне симметричного радиального распределения, имеющего место при равновесии, наблюдается эллипсоидное распределение, причем направление главных осей определяется локальным градиентом скорости. Степень деформации молекулярной структуры определяет коэффициент вязкости [10]. Кроме того, имеются формулы вязкости, основанные на концепции свободного объема. В соответствии с этим наличие микроскопического свободного объема в жидкости обеспечивает возможность перемещения молекул относительно друг друга. Эти формулы подтверждены опытами.

Сдвиговая деформация жидкости, наблюдаемая при течении в капиллярах, обусловливается, в основном, электрическими и квантово-механическими силами [5]. Кроме того, силы притяжения Ван-дер-Ваальса имеют электромагнитную и квантовую природу, и можно предположить, что они связаны с размерами энергетической потенциальной ямы на поверхности неподвижного граничного слоя, а также с длиной волны де Бройля. В 1924 г. Луи де Бройль выдвинул гипотезу о существовании плоской волны в каждом теле (волны материи). Движение этих волн должно отражать характер движения тела. В нашем случае движение молекулы воды, по предположению де Бройля, должно определяться через квант энергии и импульс микрочастицы жидкости. А. С. Ахматов предположил, что результирующее электромагнитное поле суммы элементарных полей молекул поверхности твердого тела выходит за ее пределы

в виде волн, затухающих по мере удаления от поверхности твердого тела [1].

При постановке гидродинамического эксперимента, используя метод размерности, можно найти рациональные комбинации физических параметров и установить связи между ними. Следуя этому подходу, определим длину волн де Бройля. В работе [1] определено, что при скорости движения микрочастиц жидкости $v = 0{,}0318$ м/с наблюдается переход ламинарного течения в его особый вид. Подставив это значение v в формулу де Бройля, получим:

$$\lambda = h/(mv) = 6{,}6 \cdot 10^{-34}/(29{,}88 \cdot 10^{-27} \cdot 0{,}0318) \approx \approx 7{,}0 \cdot 10^{-7} \text{ м}, \quad (1)$$

где m — масса молекулы воды, кг.

Геометрия связанных элементов (в нашем случае — обездвиженные микрочастицы жидкости в неподвижном граничном слое) не зависит от их микроструктуры, и потому они обладают универсальными свойствами, одинаковыми для многих совершенно разных систем, проявляющимися в окрестности критических точек [11]. Исходя из этих соображений, сравним длину волны де Бройля, характеризующую импульс микрочастицы, с энергией связи молекул жидкости на "поверхности" неподвижного граничного слоя, характеризуемой шириной энергетической потенциальной ямы. Расчеты [1] показали, что полуширина энергетической потенциальной ямы на "поверхности" неподвижного граничного слоя примерно равна диаметру молекулы. Из выражения (1) следует, что для молекулы воды длина волны де Бройля на 3 порядка больше полуширины энергетической потенциальной ямы на "поверхности" неподвижного граничного слоя воды.

Поэтому можно ожидать, что силовое воздействие ламинарного потока воды при отрыве молекулы от "поверхности" неподвижного граничного слоя на 3 порядка больше сдвиговой силы, возникающей в неподвижном граничном слое воды. Действительно, расчеты [1] показали, что величина силового воздействия ламинарного потока воды при отрыве молекулы от "поверхности" неподвижного граничного слоя, равная $3{,}2 \cdot 10^{-8}$ Н, больше величины сдвиговой силы, возникающей в неподвижном граничном слое воды, равной $3{,}14 \cdot 10^{-11}$ Н.

Полученные результаты позволяют предположить, что кинематическая вязкость неподвижного граничного слоя воды может быть на 3 порядка больше табличного значения кинематической вязкости воды. Следовательно, значение табличной кинематической вязкости связано зависимостью, определяемой когезионными взаимодействиями множества молекул.

Проверим правомерность такого предположения. Для этого представим уравнение (1) в виде $v\lambda/(h/m) = 2\pi$ или $1/2\pi = (h/m)/(v\lambda)$, где λ — длина волны де Бройля, представленная в качестве характерного размера (также как при определении числа Рейнольдса $v\lambda$ — аналог силы инерции); h/m — отношение, имеющее размерность кинематической вязкости (аналог силы вязкости).

Далее вычисляем $h/m = 1{,}054 \cdot 10^{-34}/\,29{,}88 \cdot 10^{-27} \approx \approx 3{,}5 \cdot 10^{-9}$ м^2/с.

Полученный результат меньше табличного значения кинематической вязкости воды на 3 порядка, т. е. табличное значение кинематической вязкости жидкости также определяется зависимостью, обусловленной когезионными взаимодействиями множества молекул.

Расчеты, выполненные Я. И. Френкелем для идеального кристалла [1], показали что прочность на сдвиг на 3 порядка меньше модуля сдвига, рассчитанного в предположении, что сдвиг происходит одновременно вдоль всей плоскости соприкосновения. Этот результат позволяет предположить, что неподвижный граничный слой жидкости, находящийся под действием сил адгезии твердого тела, проявляет свойство, присущее идеальному кристаллу.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ванчиков В. Ц.** Управление слоем трения в технологических процессах. Иркутск: ИрГУПС, 2006. 173 с.
2. **Джеффрис Г., Свирлс Б.** Методы математической физики. Вып. 1. М.: Мир, 1969. С. 171.
3. **Рейнер М.** Реология. М.: Наука, 1965. С. 175.
4. **Ванчиков В. Ц.** Микроскопические изменения в контактных системах // Вестник машиностроения, 2005. № 8. С. 32, 33.
5. **Фейнман Р., Лейтон Р., Сэндс М.** Фейнмановские лекции по физике. М.: Мир, 1966. С. 233. С. 254.
6. **Каганов М. И., Лифшиц М. М.** Квазичастицы. М. Наука, 1989. 96 с.
7. **Суорц К. Э.** Необыкновенная физика обыкновенных явлений. Т. 2. М.: Наука, 1987. С. 352.
8. **Суорц К. Э.** Необыкновенная физика обыкновенных явлений. Т. 1. М.: Наука, 1987. С. 330.
9. **Крестов Г. А., Кобенин В. А.** От кристалла к раствору. Л.: Химия, 1977. С. 96. С. 87.
10. **Сандитов Д. С., Бартенев Г. М.** Физические свойства неупорядоченных структур. Новосибирск: Наука, 1982. С. 69.
11. **Эфрос А. Л.** Физика и геометрия беспорядка. М.: Наука, 1982. С. 6.

УДК 539.3

А. Е. ЦЫБУЛЬКО, Е. А. РОМАНЕНКО
(АО "Новокрамоторский машиностроительный завод", г. Крамоторск, Украина), тел.: 84323(06264) 7-82-03

Критерии предельного состояния квазиоднородных и структурно-неоднородных материалов при растяжении — сжатии

Предложены критерии предельного состояния квазиоднородных и структурно-неоднородных материалов, по-разному сопротивляющихся растяжению и сжатию.

Ключевые слова: предельное состояние материалов и его критерии, касательные и нормальные напряжения.

The limiting state criteria of quasi-homogeneous and structural-inhomogeneous materials, characterized by different stress-strain resistance, have been proposed.

Keywords: limiting state of the materials and its criteria, tangential and normal stresses.

В настоящее время можно считать установленным, что наступление предельного состояния материала обусловлено его способностью одновременно оказывать сопротивление как касательным, так и нормальным напряжениям [1], что математически отображает линейная зависимость октаэдрических касательных напряжений $\tau_{окт}$ от результирующего нормального напряжения σ_r и констант m и n материала [1]:

$$\tau_{окт} \leqslant m(n + \sigma_r). \qquad (1)$$

В работе [2] предлагается вычислять результирующее нормальное напряжение σ_r на площадке, нормаль ν которой определяется направляющими косинусами:

$$\left.\begin{aligned} \cos\alpha_1 &= \sigma_1/\sqrt{\sigma_1^2+\sigma_2^2+\sigma_3^2}\,; \\ \cos\alpha_2 &= \sigma_2/\sqrt{\sigma_1^2+\sigma_2^2+\sigma_3^2}\,; \\ \cos\alpha_3 &= \sigma_3/\sqrt{\sigma_1^2+\sigma_2^2+\sigma_3^2}\,, \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

где α_1, α_2, α_3 — углы, которые образует нормаль ν с соответствующими направлениями главных напряжений σ_1, σ_2 и σ_3.

В теории упругости нормальное напряжение σ_ν на произвольной площадке с нормалью ν определяется по формуле

$$\sigma_\nu = \sigma_1\cos^2\alpha_1 + \sigma_2\cos^2\alpha_2 + \sigma_3\cos^2\alpha_3. \qquad (3)$$

Подставив выражения (2) в равенство (3), выразим результирующее нормальное напряжение σ_r через главные напряжения σ_1, σ_2 и σ_3:

$$\sigma_r = (\sigma_1^3 + \sigma_2^3 + \sigma_3^3)/(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2). \qquad (4)$$

Октаэдрическое касательное напряжение $\tau_{окт}$ определено из формулы работы [1]

$$\tau_\nu = \sqrt{(\sigma_1\cos\alpha_1)^2 + (\sigma_2\cos\alpha_2)^2 + (\sigma_3\cos\alpha_3)^2 - \to}$$
$$\to \overline{-(\sigma_1\cos\alpha_1^2 + \sigma_2\cos\alpha_2^2 + \sigma_3\cos\alpha_3^2)^2}$$

при условии $\cos\alpha_1 = \cos\alpha_2 = \cos\alpha_3 = 1/\sqrt{3}$ и действует на площадке, нормаль которой образует равные углы с главными напряжениями σ_1, σ_2 и σ_3, т. е.

$$\tau_{окт} = \frac{1}{3}\sqrt{(\sigma_1-\sigma_2)^2 + (\sigma_2-\sigma_3)^2 + (\sigma_3-\sigma_1)^2}\,. \qquad (5)$$

Выражения для констант m и n получим из зависимости (1) с учетом формул (4) и (5) через предельные напряжения для материала при одноосном растяжении ($\sigma_1 = \sigma_р$; $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$) и при одноосном сжатии ($\sigma_1 = \sigma_2 = 0$; $\sigma_3 = -\sigma_с$):

$$\left.\begin{aligned} n &= 2\sigma_р\sigma_с/(\sigma_р - \sigma_с); \\ m &= \sqrt{2}\,(\sigma_р - \sigma_с)/[3(\sigma_р + \sigma_с)]. \end{aligned}\right\} \qquad (6)$$

Тогда зависимость (1) с учетом выражений (6) будет иметь вид:

$$\frac{3(\sigma_р + \sigma_с)}{2\sqrt{2}\sigma_с}\tau_{окт} + \frac{3(\sigma_с - \sigma_р)}{2\sigma_с}\sigma_r \leqslant \sigma_р. \qquad (7)$$

Используя понятие интенсивности напряжений [3]

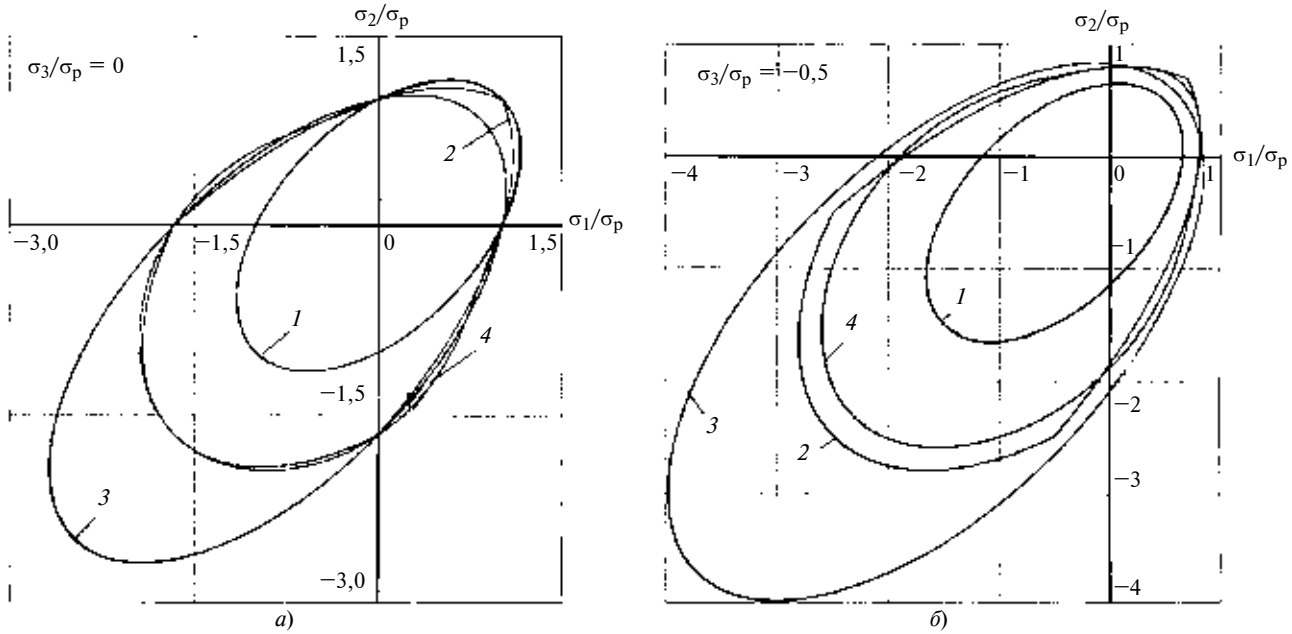
$$\sigma_i = \frac{3}{\sqrt{2}}\tau_{окт} =$$
$$= \frac{\sqrt{2}}{2}\sqrt{(\sigma_1-\sigma_2)^2 + (\sigma_2-\sigma_3)^2 + (\sigma_3-\sigma_1)^2}\,, \qquad (8)$$

окончательно получим искомый критерий предельного состояния квазиоднородных материалов при сложном напряженном состоянии:

$$\frac{1+\chi}{2}\sigma_i + \frac{1+\chi}{2}\sigma_r \leqslant \sigma_р, \qquad (9)$$

где $\chi = \sigma_р/\sigma_с$ — характеристика хрупкости материала.

Из выражения (9) с учетом формул (4) и (8) следует, что отношение предельных напряжений при одноосном растяжении $\sigma_р$ к предельным напряжениям при чистом сдвиге ($\sigma_1 = \tau_к$; $\sigma_2 = 0$; $\sigma_3 = -\tau_к$)



Предельные кривые, построенные по энергетической теории (*1*), по теории Писаренко и Лебедева (*2*), по теории октаэдрических напряжений (*3*) и по предлагаемой теории (*4*) для стали У8 с параметрами $\chi = 0{,}5814$, $\sigma_р = 250$ МПа, $\sigma_с = 430$ МПа

будет определяться зависимостью $\dfrac{\sigma_р}{\tau_к} = \dfrac{\sqrt{3}}{2}(1 + \chi)$, которая совпадает с зависимостью, полученной по критерию Боткина—Миролюбова и критерию октаэдрических касательных напряжений [1].

На рисунке приведена оценка достоверности предлагаемого критерия (9) путем сравнения с критериями предельных состояний однородных материалов, которые подтверждаются экспериментами по определению начала пластических деформаций материала при сложном напряженном состоянии [1, 3]:

1) по энергетическому критерию [1]: $\sigma_1 \leqslant \sigma_р$;

2) по критерию Писаренко—Лебедева [1]: $\chi\sigma_i + (1 - \chi)\sigma_1 \leqslant \sigma_р$;

3) по критерию октаэдрических напряжений [3]:

$$\frac{3(\sigma_с + \sigma_р)}{2\sqrt{2}\sigma_с}\tau_{окт} + \frac{3(\sigma_с - \sigma_р)}{2\sigma_с}\sigma_{окт} \leqslant \sigma_р$$

$$\text{или } \frac{1+\chi}{2}\sigma_i + \frac{3(1-\chi)}{2}\sigma_{окт} \leqslant \sigma_р,$$

где $\sigma_{окт}$ — октаэдрическое нормальное напряжение, определяемое по формуле (3) при условии $\cos\alpha_1 = \cos\alpha_2 = \cos\alpha_3 = 1/\sqrt{3}$, т. е. $\sigma_{окт} = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3$.

Анализируя рисунок можно сделать вывод, что предлагаемый критерий (9) с практической точностью определяет переход квазиоднородных материалов, по-разному сопротивляющихся растяжению и сжатию, в предельное состояние. Используя предложенный в работе [1] подход и принимая за базу критерий (9), запишем условие прочности для структурно-неоднородных материалов, по-разному сопротивляющихся растяжению и сжатию, в виде:

$$\frac{1+\chi}{2}\sigma_i + \frac{1-\chi}{2}\sigma_r P \leqslant \sigma_р,$$

где $P = A^{(1 - I)}$ — функция, учитывающая статистические аспекты прочности при наличии в материале дефектов; $A = 0{,}7 \div 0{,}8$ — параметр структуры материала; $I = \sigma_r/\sigma_i$ — параметр напряженного состояния, имеющий смысл жесткости нагружения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Писаренко Г. С., Лебедев А. А.** Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии. Киев: Наукова думка, 1976. 416 с.

2. **Цыбулько А. Е.** Универсальный критерий прочности, учитывающий вид напряженного состояния конструкционных материалов // Тяжелое машиностроение. 1999. № 12.

3. **Остаточные** напряжения: учебное пособие / Ж. А. Мрочек, С. С. Макаревич, Л. М. Кожуро и др. Минск: УП "Технопринт", 2003. 352 с.

УДК 620.18

Н. В. РУДЫХ (Иркутский ГТУ), e-mail: 280259@rambler.ru

Использование микроструктурного изображения для оценки напряженно-деформированного состояния металла

Представлена методика оценки напряженно-деформированного состояния поверхности металлической детали по искажению изображения металлографических зерен, которое фиксируется цифровой фотокамерой и обрабатывается на ПЭВМ. В основе методики лежит микроструктурный метод измерений конечных пластических деформаций металлов.

Ключевые слова: микроструктурный метод, металлографическое изображение, напряженно-деформированное состояние.

The deflected mode estimation technique of the metal detail's surface per image distortion of the metallographic grains is presented. The distortion is fixed with the help of digital photographic camera with subsequent computer processing. The technique is based on the microstructure measurement method of finite plastic deformations of the metals.

Keywords: microstructure method, metallographic image, the deflected mode.

Определение напряженно-деформированного состояния (НДС) металла является актуальной задачей и при эксплуатации изделий, и при анализе их разрушения, так как позволяет оценить надежность работы оборудования и его остаточный ресурс. Количественное изучение микроструктуры материала позволяет контролировать качество продукции, а это в конечном итоге приводит к созданию новых сплавов металлов, имеющих заранее заданный комплекс свойств после соответствующей обработки. Наиболее важные эксплуатационные свойства деталей машин в значительной мере зависят от качества их поверхностей, которое определяется микроструктурой поверхностного слоя металла и остаточными напряжениями [1].

В задачах диагностики оборудования закономерности связей между механическими и электрофизическими свойствами металлов еще недостаточно изучены, недостаточно изучено определение НДС металла с использованием металлографических исследований.

Целью исследования явилось определение напряженного состояния по микроструктурному изображению поверхности деталей после отделочно-упрочненной обработки с помощью разработанных методик, алгоритмов и программ для ЭВМ.

Рассматривалось напряженное состояние изделий после пластического деформирования, например, зона возникновения концентрации напряжений, зона возможного появления первых трещин разрушения и др. В настоящее время бурно развивающиеся технологии позволяют автоматизировать анализ металлографического изображения, хотя даже самая совершенная система анализа изображений не может заменить ученого-исследователя, но может повысить производительность труда и значительно ускорить получение результата высокого качества.

Перед автором статьи была поставлена задача — разработать методику определения напряженного состояния поверхностного слоя изделия по металлографическому изображению и определить по нему марку стали, а также разработать алгоритм программы расчета напряжений и деформаций по металлографическому изображению.

В последние годы значительный прогресс в исследовании изображения микроструктуры металлического образца обусловлен разработкой приборов — автоматических счетных устройств (анализаторов изображений).

Приборы этого типа состоят из трех основных частей [2]: блока формирования изображения; детектора; логических счетных устройств и связанных с ними периферийных устройств вывода информации.

Поскольку не каждый исследователь имеет в наличии автоматический прибор для анализа изображений, то его можно заменить автоматизированной системой анализа металлографического изображения, которая состоит из трех компонентов: 1) оптического или электронного устройства, формирующего изображение микроструктуры изучаемого материала (микроскопа); 2) устройства, фиксирующего это изображение (цифровые фото- или видеокамеры); 3) устройства, которое обрабатывает и подвергает количественному металлографическому анализу полученное изображение — быстродействующий компьютер со специально разработанным программным обеспечением (ПО).

Это практически доступно каждому ученому, нужно лишь установить разработанное ПО. Полученные при работе программы результаты анализа изображения микрошлифа исходного изделия выводятся на экран компьютера в виде графиков, таблиц и др. Эти результаты можно получить и в виде печатных данных.

Для автоматического анализа необходима подготовка высококачественных, однородных по параметрам микрошлифов или их изображений [3]. В некоторых случаях, прежде чем подвергнуться анализу, изображение микрошлифа должно пройти этап визуального улучшения (повышение контраста, устранение размытости, подчеркивание границ, фильтрация) или этап графического формирования (сегментация, выделение контуров). Данные этапы необходимы, если изображение получено при неравномерном освещении или различные участки цифровой фотографии имеют разный контраст.

Разработанная методика анализа металлографического изображения заключается в следующем:

изображение микрошлифа протравленной поверхности изготовленного образца формируется в металлографическом оптическом или электронном микроскопе;

сформированное изображение фиксируется с окуляра микроскопа в память цифровой фото- или видеокамеры;

из памяти цифровой камеры через USB-порт фотография изображения поступает в память компьютера;

фотография изображения визуально просматривается исследователем, в случае некачественного изображения подвергается дополнительному визуальному улучшению или графическому формированию;

цифровое изображение анализируется с помощью специально разработанного ПО;

результаты анализа металлографического изображения поступают на дисплей компьютера и печатаются на принтере.

В настоящее время автором статьи создан программный комплекс для анализа полученных микроструктурных изображений слоя изделий, упрочненного поверхностно-пластическим деформированием (ППД). Расчеты, проведенные по данной программе для искаженной микроструктуры, используются для определения НДС упрочненного ППД слоя изделий.

Разработанное ПО позволяет вводить в базу данных стандартные эталонные изображения микроструктур различных материалов. Проведенная по компьютерной программе оценка микроструктурного изображения металла может быть получена с использованием инженерных методов и методов математической статистики путем сравнения со стандартными эталонными изображениями.

Для решения практических задач использовали неразрушающие методы контроля напряжений, методы обработки цифровых изображений, экспериментальные методы исследования материалов (микроструктурный метод), методы математической статистики, а также натурный эксперимент, заключающийся в определении напряженного состояния в элементах конструкций из металлических материалов.

Предложенная методика позволяет значительно расширить возможности микроструктурного метода исследования конечной пластической деформации, а также ускорить трудоемкий процесс измерений и вычислений необходимых характеристик напряженного состояния деформированного металлического тела.

Практическая значимость научной работы заключается в разработке методики определения напряженного состояния реальных изделий с использованием методов металлографии без разрушения изделий и без значительных материальных затрат. Научная новизна исследования состоит в определении напряженного и деформированного состояний материала по искажению изображения металлографических зерен, которое фиксируется цифровой фотокамерой и обрабатывается на ПЭВМ. Теоретическая значимость работы заключается в разработке математической модели и программы для ЭВМ определения напряженного состояния по искаженному металлографическому изображению на ЭВМ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Маталин А. А.** Технологические методы повышения долговечности деталей машин: Киев.: Техніка, 1971. 144 с.

2. **Малинина Р. И. и др.** Практическая металлография. М.: Интермет Инжиниринг, 2002. 240 с.

3. **Яковлев А. В.** Система обработки изображений шлифов металлов // Радиотехника, телевидение и связь. Межвуз. сб. науч. тр., посвященный 110-летию В. К. Зворыкина. Муром: Муромский институт (филиал) ВлГУ, 1999. С. 150—153.

УДК 621.852.41: 593.371

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

Влияние касательной податливости контактного слоя ремня на тяговую способность плоскоременной передачи

Для приводных ремней получены расчетные формулы, необходимые для построения кривой скольжения в интервале от нуля до критического значения коэффициента тяги. Если известны коэффициент трения ремня о шкив и модуль упругости ремня при растяжении, то расчетные формулы позволяют проектировать плоскоременные передачи с ремнями из новых материалов без проведения дорогостоящих испытаний, предназначенных для исследования проскальзывания ремня в передаче.

Ключевые слова: плоскоременная передача, касательная податливость контактного слоя ремня, упругое смещение, локальное проскальзывание, кривая скольжения, синтетический приводной ремень, прорезиненный приводной ремень.

The calculated formulae for driving belts were obtained, which are necessary for plotting of a sliding curve within interval from zero up to critical value of the thrust coefficient. Under condition, that the belt-on-sheave friction coefficient and the belt's modulus of elasticity at stretching are known, these formulae allow to design the flat-belt transmissions with the belts made of new materials without expensive test operations, assigned for study of the belt slippage in the gear.

Keywords: flat-belt transmission, tangential yielding of contact layer of driving belt, elastic displacement, local slippage, sliding curve, synthetic driving belt, gummed driving belt.

Рассматривается передача (рис. 1), в которой ведомый шкив диаметром D_2 приводится в движение через ремень ведущим шкивом диаметром D_1, вращающимся с частотой n_1. Плоский ремень имеет ширину B, толщину h, модуль упругости E. Он охватывает ведущий и ведомый шкивы по дугам, которым соответствуют углы охвата α_1 и α_2. При работе передачи в ведущей ветви ремня возникает сила натяжения S_1, в ведомой — S_2. Сила предварительного натяжения ремня, согласно формуле Понселе,

$$F_0 = (S_1 + S_2)/2. \quad (1)$$

Полезная нагрузка, передаваемая ремнем,

$$F_t = S_1 - S_2. \quad (2)$$

Л. Эйлер для нерастяжимой нити, скользящей по заторможенному барабану, получил выражение, связывающее силы S_1 и S_2:

$$S_1^э / S_2^э = e^{f\alpha}, \quad (3)$$

где f — коэффициент трения; α — угол, соответствующий дуге охвата.

Здесь и далее индекс "э" принят для значений параметров, полученных расчетом по формуле Эйлера. Из формул (1)—(3) следует:

$$F_t^э = 2F_0(e^{f\alpha} - 1)/(e^{f\alpha} + 1). \quad (4)$$

Н. Е. Жуковский [1], рассматривая вместо нерастяжимой нити упругий ремень, поддержал точку зрения Н. П. Петрова, заключающуюся в том, что дуга охвата шкива состоит из дуги скольжения (соответствует угол β), где ремень проскальзывает относительно шкива и полезная нагрузка передается со шкива на ремень силами трения, и дуги покоя [соответствует угол $(\alpha - \beta)$], где сила натяжения не изменяется и поэтому сила трения не реализуется. Дуга скольжения возникает на шкиве со стороны сбегающей ветви ремня.

После опубликования работы Н. Е. Жуковского установилось мнение, что окружное усилие передается силами трения только на дуге скольжения. А. В. Андреев [2] и Р. В. Вирабов [3] экспериментальным путем установили, что вследствие деформации сдвига под действием эксцентрично приложенной к ремню касательной нагрузки некоторая часть полезной нагрузки может передаваться также и на дуге покоя, причем эта часть возрастает с увеличением толщины ремня.

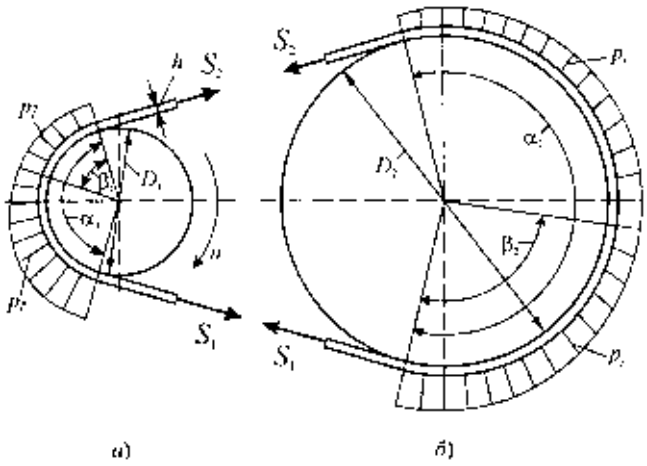


Рис. 1. Ремень на ведущем (*а*) и ведомом (*б*) шкивах

В настоящее время расчет плоских ремней ведут [4, 5] на тяговую способность, основываясь на кривых скольжения, которые построены по экспериментальным данным, с последующей проверкой ремней на выносливость. Кривую скольжения строят в координатах "коэффициент тяги — относительное скольжение":

коэффициент тяги

$$\varphi = (S_1 - S_2)/(S_1 + S_2) = F_1/(2F_0); \qquad (5)$$

относительное скольжение

$$\xi = (S_1 - S_2)/(EA) = F_t/(EA), \qquad (6)$$

где $A = Bh$ — площадь сечения ремня.

С увеличением коэффициента тяги относительное скольжение линейно возрастает. Линейная зависимость сохраняется до критического значения $\varphi_к$ коэффициента тяги. При дальнейшем увеличении φ кривая скольжения резко поднимается вверх. При предельном значении коэффициента тяги кривая асимптотически приближается к вертикали и начинается буксование ремня на шкиве. Принимают, что оптимальная нагрузка ременной передачи лежит в зоне критического коэффициента тяги, так как КПД передачи в этом случае достигает максимального значения. По результатам экспериментов критическое значение коэффициента тяги составляет: для синтетических ремней — $0{,}35 \div 0{,}65$; для прорезиненных ремней — $0{,}5 \div 0{,}6$. Оптимальное значение полезной нагрузки, передаваемой ремнем, находят по формуле

$$F_t = 2\varphi_к F_0, \qquad (7)$$

где

$$F_0 = A\sigma_0. \qquad (8)$$

В формуле (8) σ_0 — начальное напряжение в ремне, рекомендуемые значения которого из условия обеспечения его достаточного сопротивления усталости составляют $4{,}0 \div 10$ МПа для синтетического ремня (в зависимости от его материала) и 1,8 МПа для прорезиненного ремня.

Передаточное число u передачи повышается с увеличением полезной нагрузки. Его вычисляют по формуле $u = n_1/n_2 = D_2/[D_т(1 - \xi)]$, где n_2 — частота вращения ведомого шкива (для плоскоременных передач принимают $\xi \approx 0{,}01$).

В то же время в работе Д. Н. Решетова [6] отмечено, что, хотя сила трения между ремнем и шкивом передается не только на дуге скольжения, но частично благодаря тангенциальной податливости ремня и на дуге покоя, в таких расчетах передачу силы трения на дуге покоя не учитывают. По-видимому, под тангенциальной податливостью в общем случае Д. Н. Решетов подразумевал деформации сдвига под действием эксцентрично приложенной к ремню касательной нагрузки и касательную податливость контактного слоя ремня.

В данном исследовании рассматривается плоскоременная передача тонким ремнем, используемым в приводах, а не толстым, находящим применение в качестве конвейерных лент. Поэтому деформациями сдвига под действием эксцентрично приложенной к ремню касательной нагрузки пренебрегаем. При анализе работы ремня на шкивах принимаем в рассмотрение упругость ремня и касательную податливость его контактного слоя. Вводимые допущения: пренебрегаем влиянием центробежных сил; полагаем известными модуль упругости при растяжении и коэффициент трения ремня по шкивам при заданных скорости ремня и напряжении его предварительного натяжения.

Угол, соответствующий дуге охвата α_1 ведущего шкива (см. рис. 1, *а*), разобьем на n участков: $\Delta\sigma_1 = \sigma_1/n$. При этом дуга скольжения (угол β_1) получается разбитой на $n_{ск}$ участков, а дуга покоя [угол $(\alpha_1 - \beta_1)$] — на $(n - n_{ск})$ участков, причем значения $n_{ск}$ мы пока не знаем, так как неизвестен угол β_1. Полагаем, что на дуге покоя в контакте ремня со шкивом на каждый элемент разбиения (рис. 2, *а*) действует касательное напряжение τ_i, пропорциональное смещению δ_i контактного слоя. Дуга скольжения начинается там, где τ_i достигает значения p_{if}. На этой дуге в контакте на каждую единичную площадку рассматриваемого элемента разбиения действует удельная сила p_{if} трения.

В неподвижном контакте при наличии сдвигающей силы, согласно работе З. М. Левиной и Д. Н. Решетова [7], возникают касательные напряжения, пропорциональные контактному смещению, поэтому на дуге покоя ведущего шкива условие равновесия i-го элемента ремня имеет вид:

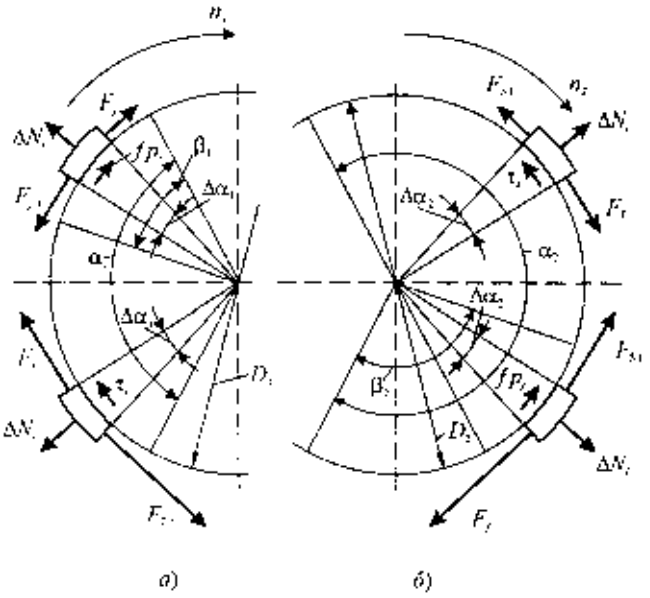


Рис. 2. Расчетные схемы ремня при его контакте с ведущим (*а*) и ведомым (*б*) шкивами

$$F_i = F_{i-1} - \tau_i A_э, \quad (9)$$

где $A_э = D_1 B \Delta\alpha_1/2$ — площадь контакта элемента ремня со шкивом. Касательное напряжение τ_i может быть вычислено по формуле [8]

$$\tau_i = \frac{2\sqrt{E}}{Rac_0\varepsilon}\sqrt{p_i}\,\delta_i, \quad (10)$$

где $Ra \approx 0{,}00125$ мм — приведенная средняя арифметическая высота микронеровностей контактирующих поверхностей; c_0 — коэффициент влияния способа обработки, который для контакта шкива с металлической лентой равен ≈ 500, а для контакта шкива с анизотропными материалами, к которым относятся синтетические и прорезиненные ремни, можно принять $c_0 \approx 500(0{,}4/0{,}025)^{0,5} = 2000$ в связи с тем, что отношение их модулей упругости при сдвиге и при растяжении $G/E \approx 0{,}025$ [3] существенно меньше, чем для стали ($G/E \approx 0{,}4$); $\varepsilon \approx 1$ — коэффициент влияния масштаба; p_i — давление в контакте; δ_i — упругое смещение i-го участка контактного слоя ремня относительно шкива.

Давление в контакте

$$p_i = \Delta N_i/A_э, \quad (11)$$

где $\Delta N_i = F_i\sin(\Delta\alpha_1) \approx F_i\Delta\alpha_1$ — нормальная сила, прижимающая i-й элемент ремня к шкиву.

Упругое смещение i-го участка контактного слоя ремня:

$$\delta_i = \delta_0 + \delta_{i-1} + \frac{(S_1 - F_i)L_э}{AE} = \delta_0 + \frac{L_э}{AE}\sum_{i=1}^{i}(S_1 - F_i), \quad (12)$$

где δ_0 — смещение в контактном слое в предположении абсолютной жесткости ремня; $L_э = D_1\alpha_1/(2n)$ — длина элементарного участка.

Наибольшее упругое смещение на дуге покоя:

$$\delta_{(\alpha_1-\beta_1)} = \delta_0 + \frac{L_э}{AE}\sum_{i=1}^{n-n_{ск}}(S_1 - F_i). \quad (13)$$

На дуге скольжения ведущего шкива условие равновесия j-го элемента ремня имеет вид:

$$F_j = F_{j-1} - fp_jA_э. \quad (14)$$

где $p_j = \Delta N_j/A_э = F_j\Delta\alpha_1/A_э$.

При этом смещение j-го элемента ремня будет

$$\delta_j = \delta_{(n-n_{ск})} + \frac{L_э}{AE}\sum_{j=1}^{j}(S_1 - F_j) \quad (15)$$

и наибольшее суммарное смещение ремня относительно ведущего шкива на дуге охвата составит

$$\delta_{\alpha_1} = \delta_{(\alpha_1-\beta_1)} + \frac{L_э}{AE}\sum_{j=1}^{n_{ск}}(S_1 - F_j). \quad (16)$$

Аналогично процедуре, описанной выше, дугу охвата (угол α_2) ведомого шкива (см. рис. 1, *б*) разобьем на n участков, соответствующих углу $\Delta\alpha_2 = \alpha_2/n$. При этом дуга скольжения (угол β_2) будет разбита на $n_{ск}$ участков, а дуга покоя [угол $(\alpha_2 - \beta_2)$] — на $(n - n_{ск})$ участков. Условия равновесия i-го элемента ремня на дуге покоя и j-го элемента ремня на дуге скольжения ведомого шкива (см. рис. 2, *б*) получают вид:

$$F_i = F_{i-1} + \tau_iA_э; \quad (17)$$

$$F_j = F_{j-1} + fp_jA_э, \quad (18)$$

где $L_э = D_2\alpha_2/(2n)$; $p_j = F_j\Delta\alpha_2/A_э$.

Смещения δ_i i-го элемента контактного слоя ремня на дуге покоя и δ_j j-го элемента контактного слоя ремня на дуге скольжения, наибольшие значения упругого смещения $\delta_{(\alpha_2-\beta_2)}$ на дуге покоя и суммарного смещения δ_{α_2} контактного слоя ремня относительно шкива на дуге охвата составят:

$$\delta_i = \delta_0 + \delta_{i-1} + \frac{(F_i - S_2)L_э}{AE} = \delta_0 + \frac{L_э}{AE}\sum_{i=1}^{i}(F_i - S_2); \quad (19)$$

$$\delta_j = \delta_{(n-n_{ск})} + \frac{L_э}{AE}\sum_{j=1}^{j}(F_j - S_2); \quad (20)$$

$$\delta_{(\alpha_2-\beta_2)} = \delta_0 + \frac{L_э}{AE}\sum_{i=1}^{n-n_{ск}}(F_i - S_2); \quad (21)$$

$$\delta_{\alpha_2} = \delta_{(\alpha_2-\beta_2)} + \frac{L_э}{AE}\sum_{j=1}^{n_{ск}}(F_i - S_2). \quad (22)$$

Относительное скольжение ξ в передаче есть отношение, числитель которого складывается из суммы наибольших смещений на ведущем (δ_{α_1}) и ведомом (δ_{α_2}) шкивах и разности удлинений ведущей (Δ_1) и ведомой (Δ_2) ветвей ремня, а знаменатель — межосевое расстояние a:

$$\xi = \frac{\delta_{\alpha_1} + \delta_{\alpha_2} + \Delta_1 - \Delta_2}{a}, \quad (23)$$

где $\Delta_1 = S_1a/(BhE)$; $\Delta_2 = S_2a/(BhE)$.

Проанализируем точность расчетов по формулам (9)—(23) сопоставлением результатов с экспериментальными данными.

И. И. Воробьев [5] исследовал проскальзывание синтетических ремней с просвечивающим переплетением, покрытых пленкой на основе полиамида С-6, совмещенного с нитрильным каучуком СКН-40 (σ_0 = 10 МПа; E = 1500 МПа, h = 0,5 мм, $D_1 = D_2$ = 100 мм, B = 65 мм, f = 0,34), рекомендуемых для скоростей до 50 м/с, и ремней с пере-

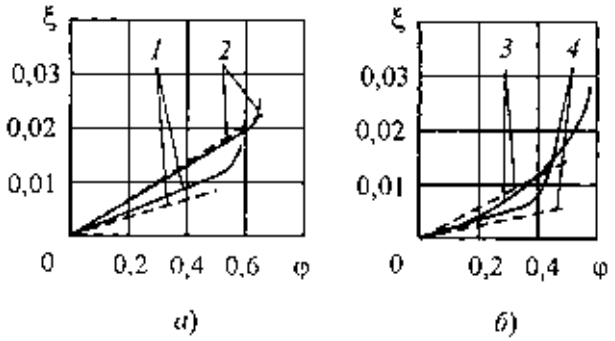


Рис. 3. Кривые скольжения, построенные по экспериментальным данным [5, 9] (сплошные) и по результатам расчета (штриховые) для ремней:
а — синтетических с покрытием пленкой на основе полиамида С-6 (*1*) и с покрытием наиритовым латексом (*2*); *б* — прорезиненного при σ_0 = 2,03 МПа (*3*) и σ_0 = 1,15 МПа (*4*)

плетением "двухуточная саржа", покрытых наиритовым латексом (σ_0 = 7,5 МПа; E = 600 МПа, h = 0,9 мм, $D_1 = D_2$ = 100 мм, B = 80 мм, f = 0,51), рекомендуемых для скоростей до 100 м/с. Результаты исследования представлены на рис. 3, *а* линиями соответственно *1* и *2*.

В. Л. Гадолин и Н. В. Палочкина [9] провели на стенде МВТУ экспериментальные исследования скольжения в передаче с плоским прорезиненным ремнем (E = 170 МПа, h = 5,0 мм, $D_1 = D_2$ = 170 мм, B = 50 мм, f = 0,35). Результаты исследования при σ_0 = 2,03 МПа и σ_0 = 1,15 МПа представлены на рис. 3, *б* линиями соответственно *3* и *4*. По результатам испытаний установлено, что с увеличением полезной нагрузки буксование в первую очередь начинается на ведомом шкиве. Ранее проявление того же явления в передаче отмечал В. А. Добровольский [10].

Для ременных передач, экспериментально исследованных в работах [5, 9], авторами данной статьи рассчитаны параметры кривых скольжения. Принято, что $a = 4D_1$; Ra = 0,002 мм; ε = 1; c_0 = 2000. Остальные параметры передач были указаны выше. Результаты вычислений сведены в таблицу. В строке 1 по заданным значениям σ_0, h, и B найдено значение F_0. В строке 2 указана полезная нагрузка $F_t^э$, вычисленная по формуле Эйлера. В строках 3—13 приведены результаты расчета по предлагаемым формулам параметров кривой скольжения, соответствующих $\varphi = \varphi_к$. При этом за значение F_t принято наибольшее значение, при котором система уравнений (9)—(22) имела решение. В строке 14 даны результаты расчета полезной нагрузки, передаваемой ремнем при отсутствии дуг скольжения на обоих шкивах.

Проанализируем результаты расчетов.

Сопоставляя значения полезной нагрузки, которую может передать ремень (строка 6), с рассчитанной по формуле Эйлера (строка 2), видим, что они практически совпадают. В строке 4 указаны значения коэффициента нагрузки, вычисленные по предлагаемым формулам. Так как значения F_t и $F_t^э$ оказались близкими, заключаем, что можно рассчитывать $\varphi_к$, используя формулу Эйлера.

Параметры кривых скольжения

Номер п/п	Параметр	Формула	Передача с ремнем			
			синтетическим с покрытием пленкой	синтетическим с покрытием латексом	прорезиненным при	
					σ_0 = 2,03 МПа	σ_0 = 1,15 МПа
			Позиция на рис. 3			
			1	*2*	*3*	*4*
1	F_0, Н	(8)	325,0	540,0	500,0	287,5
2	$F_t^э$, Н	(4)	317,5	718,0	500,3	287,7
3	F_1, Н	(9)—(22)	317,0	716,0	499,0	287,0
4	$\varphi_к$	(5)	0,49	0,66	0,50	0,50
5	$(\alpha_1 - \beta_1)$, рад	(12)	0,057	0,057	0,050	0,063
6	$(\alpha_2 - \beta_2)$, рад	(19)	0,019	0,013	0,019	0,06
7	$\delta_{(\alpha_1-\beta_1)}$, мм	(13)	0,0073	0,019	0,050	0,063
8	$\delta_{(\alpha_2-\beta_2)}$, мм	(21)	0,0006	0,013	0,019	0,006
9	δ_{α_1}, мм	(16)	0,607	1,652	1,869	1,080
10	δ_{α_2}, мм	(22)	0,675	1,623	1,829	1,052
11	Δ_1, мм	(23)	3,967	8,315	11,992	6,896
12	Δ_2, мм	(23)	1,366	1,685	4,008	2,304
13	ξ	(23)	0,008	0,023	0,014	0,0052
14	F_t, Н, при $\beta = 0$	(9)—(22)	24,0	58,0	40,0	26,0

Результаты расчетов, приведенные в строках 5 и 6, свидетельствуют о том, что дуга покоя на ведомом шкиве везде меньше (следовательно, дуга скольжения больше), чем на ведущем. Дуга покоя на ведомом шкиве получается меньше чем на ведущем вследствие меньшего давления p_i, действующего на этой дуге (см. рис. 1). Это позволяет заключить, что при равенстве диаметров ведущего и ведомого шкивов буксование в первую очередь должно возникать на ведомом шкиве. Сопоставляя результаты расчета, приведенные в этих строках, видим, что дуга скольжения ведомого шкива не на много больше дуги скольжения ведущего шкива. Поэтому в передачах, в которых диаметр ведомого шкива существенно больше диаметра ведущего (такие передачи наиболее распространены), следует ожидать возникновения буксования в первую очередь на ведущем шкиве.

В строках 7—12 приведены результаты вычисления упругого и суммарного смещений контактного слоя ремня относительно ведущего и ведомого шкивов, а также изменение размера ведущей (Δ_1) и ведомой (Δ_2) ветвей ремня. Можно отметить, что на дугах покоя деформации контактного слоя ремня имеют место, а на дугах скольжения возникают смещения контактного слоя ремня, значительно большие, чем на дугах покоя. Эти смещения соизмеримы с изменениями размеров ведущей и ведомой ветвей ремня.

В строке 13 приведены результаты вычисления относительного скольжения при $\varphi = \varphi_к$. После вычисления ξ при $0 \leqslant \varphi \leqslant \varphi_к$ были построены расчетные кривые скольжения (см. штриховые линии на рис. 3). Сопоставление расчетных и экспериментальных кривых скольжения (см. рис. 3) показывает, что они близки друг другу. Следует отметить, что при $F_t = \text{const}$ с уменьшением межосевого расстояния согласно формуле (23) расчетное значение ξ будет возрастать.

В строке 14 указана полезная нагрузка, которую может передать ремень при отсутствии дуги скольжения на ведомом шкиве. Анализ этих данных позволяет заключить, что ограниченная полезная нагрузка величиной $7 \div 10$ % от F_0 может передаваться ремнем без локального проскальзывания ремня на шкивах.

Выводы

1. Теоретически обоснован отмеченный исследователями факт, что при равенстве диаметров ведущего и ведомого шкивов буксование в первую очередь возникает на ведомом шкиве. Такое явление имеет место вследствие большей длины дуги скольжения на ведомом шкиве по сравнению с дугой скольжения на ведущем шкиве, что обусловлено меньшим давлением ремня на шкив на дуге покоя ведомого шкива, чем давление на дуге покоя ведущего шкива.

2. Если $D_1 < D_2$, то полезную нагрузку, которую может передать ремень, можно вычислить по формуле Эйлера (4), подставляя в нее в качестве угла α угол охвата ведущего шкива. Знание полезной нагрузки позволяет оценить критическое значение $\varphi_к$ коэффициента тяги, оптимальное для передачи.

3. Если известны коэффициент трения ремня о шкив и модуль упругости ремня при растяжении, то относительное проскальзывание и кривая скольжения для тонких ремней, применяемых в приводах, могут быть рассчитаны по предлагаемым формулам (9)—(23). Для толстых ремней, используемых в качестве конвейерных лент, следует дополнительно учитывать [2, 3] деформации сдвига ремня под действием эксцентрично приложенной к нему касательной нагрузки.

4. При дуге скольжения, равной нулю, т. е. при отсутствии локального проскальзывания на шкивах, синтетические и прорезиненные ремни способны передавать ограниченную полезную нагрузку величиной $7 \div 10$ % от F_0.

5. Упругое смещение контактного слоя ремня на ведущем и ведомом шкивах можно рассчитывать по формулам (13), (21).

6. Суммарные смещения контактного слоя ремня на ведущем и ведомом шкивах можно рассчитывать по формулам (16), (22).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Жуковский Н. А.** О скольжении ремня на шкивах / Полное собрание сочинений. М.-Л.: Главная редакция авиационной литературы, 1937. Т. VIII. С. 19—36.

2. **Андреев А. В.** Передачи трением. М.: Машиностроение, 1978. 176 с.

3. **Вирабов Р. В.** Скольжение в плоскоременной передаче // Машиноведение. 1967. № 4. С. 43—51.

4. **Беляев В. Н.** Тяговая способность плоскоременных передач // Изв. вузов. Машиностроение. 1965. № 1. С. 90—100.

5. **Воробьев И. И.** Передачи с гибкой связью в приводах станков. М.: Машиностроение, 1971. 144 с.

6. **Решетов Д. Н.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.

7. **Левина З. М., Решетов Д. Н.** Контактная жесткость машин. М.: Машиностроение, 1971. 156 с.

8. **Иванов А. С., Ермолаев М. М.** Работа соединения, нагруженного сдвигающей силой // Межвуз. сб. науч. тр. "Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел, деталей технологического и энергетического оборудования" / Под ред. Н. Б. Демкина. Вып. 2. Тверь: ТГТУ, 2009. С. 4—9.

9. **Гадолин В. Л., Палочкина Н. В.** Экспериментальное исследование ременных передач // Тр. МВТУ. № 333. Работоспособность и надежность машин / Под ред. Д. Н. Решетова. М.: МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1980. С. 94—106.

10. **Добровольский В. А.** Детали машин. М. — Свердловск: Машгиз, 1945. 815 с.

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

УДК 621.74.042

С. В. ГОНЧАРОВ, А. Т. ТАРАСЕНКО, канд. техн. наук,
В. А. ИВАНОВ, д-р техн. наук (Тихоокеанский ГУ, г. Хабаровск), e-mail: ya-84@list.ru

Исследование зависимости коэффициента трения от концентрации антифрикционного компонента в рабочем слое подшипника скольжения

Известно, что изменение концентрации антифрикционного наполнителя отражается на коэффициенте трения материала. Приведена методика и результаты полного факторного эксперимента по определению взаимодействия ключевых факторов формирования антифрикционного материала.

Ключевые слова: полимерные композиционные материалы, распределение антифрикционных компонентов (в эпоксидной матрице).

It is known that the change of the antifriction filling concentration has an effect on the friction coefficient of a metal. In given work the technique and results of total factorial experiment, directed on determination of interaction of key factors of the antifriction materials forming, has been presented.

Keywords: polymer composite materials, distribution of antifriction components (in the epoxy matrix).

При центробежном формировании изделий из многокомпонентных компаундов получается материал, свойства которого во многом зависят от составляющих смеси, а также их распределения по объему изделия. Распределение происходит в результате действия центробежной силы на частицы наполнителей и самой матрицы, а также внутреннего трения в матрице, обусловленного ее вязкостью.

Под действием центробежной силы частица наполнителя движется к слою с максимальным радиусом, однако на нее действуют и другие силы (рис. 1), влияющие на траекторию ее движения. Поэтому в любой момент времени частица движется в направлении результирующей всех сил, причем сила тяжести и архимедова сила мало влияют на общую равнодействующую, так как всегда направлены противоположно и частично уравновешивают друг друга. Таким образом, сила, заставляющая двигаться частицу, определяется разностью векторов центробежной силы и силы внутреннего трения между частицами матрицы и наполнителя, которая растет по мере продолжения полимеризации матрицы.

Частота вращения формы, определяющая величину центробежной силы, а, следовательно, и режим формирования изделий из полимерных композиционных материалов (ПКМ), является важным технологическим фактором. Изменяя его, можно получить режим, при котором силы, действующие на компаунд, будут находиться в равновесии или напротив — смесь будет испытывать перегрузки.

Однако не стоит забывать и про такой важный фактор, как температура. Она определяет время жизни компаунда, а, следовательно, величину перемещения отдельной частицы наполнителя, что определяет свойства слоя и изделия в целом. Оптимальный температурный режим формирования должен, с одной стороны, обеспечить время, необходимое для правильного распределения наполнителя по объему слоя, а с другой — сократить время всего технологического процесса.

С целью установления взаимосвязи между факторами, действующими в совокупности на компаунд при формировании изделия из ПКМ, исследовали зависимости коэффициента трения в рабочем

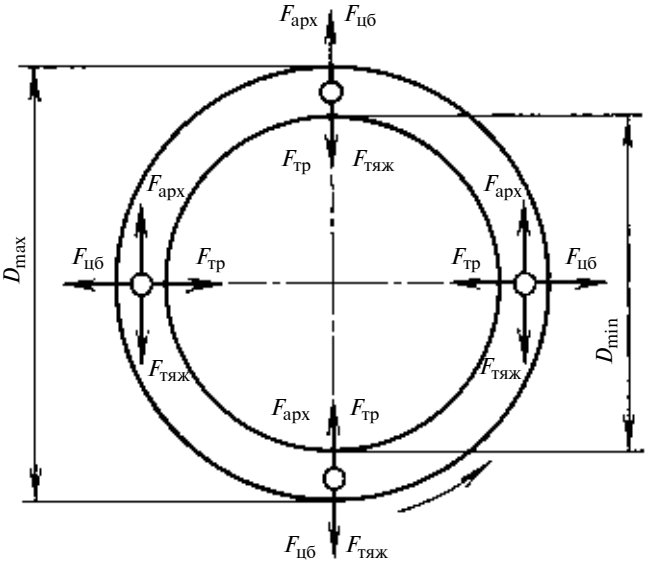


Рис. 1. Схема сил, действующих на частицу наполнителя в смеси в различные моменты времени

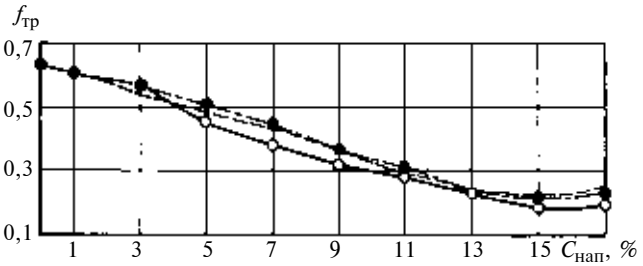


Рис. 2. Зависимости коэффициента трения $f_{тр}$ в рабочем слое от содержания $C_{нап}$ наполнителя:
——— — фторопласт; - - - - — дисульфид молибдена; —·— — графит

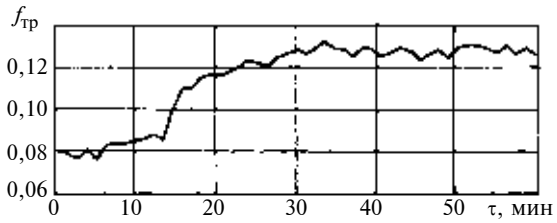


Рис. 3. Изменение коэффициента трения $f_{тр}$ во времени

слое от содержания антифрикционного наполнителя в нем. Для исследования изготовляли модельные образцы (матрицей которых являлась эпоксидная смола YD-128 с разным содержанием наполнителя) методом стационарного осаждения, которые механически обрабатывали для дальнейших триботехнических испытаний. Для этих образцов определяли коэффициент трения по схеме торцевого трения (рис. 2). Режим испытания с параметрами $p_а$ = 0,11 МПа и v = 0,63 м/с выбирали из условия работы материала при минимальной нагрузке, когда не происходит сильного нагревания и как следствие — окисления материала. При данных условиях на поверхности трения не образуются никакие другие вещества, кроме присутствующих в составе образца, благодаря чему можно судить о вкладе той или иной составляющей гомогенной смеси в общий коэффициент трения материала. Полученные данные были обработаны известными статистическими методами [1—4], и на их основе были получены регрессионные зависимости различных параметров рабочего слоя антифрикционного изделия. На основании этих зависимостей были составлены математические модели триботехнических состояний материалов при исследуемых концентрациях антифрикционных наполнителей. Эти зависимости использовали в дальнейшем для сравнения распределения наполнителя в рабочем слое образца, полученного в определенном динамическом режиме. В качестве эталонного материала для поверки трибометра использовали материал АФГМ. Значения коэффициента трения приведены на рис. 3.

С целью сокращения времени и повышения информативности исследований коэффициента трения по слоям антифрикционного материала, полученного центробежным способом, а также установления оптимальных технологических режимов получения самосмазывающихся материалов с различными наполнителями был применен полный факторный эксперимент [1], учитывающий действие трех основных независимых факторов:

X_1 — процентное содержание антифрикционного наполнителя выбиралось таким, чтобы обеспечивался наилучший эффект самосмазываемости без потерь прочности материала;

X_2 — время приготовления смеси, мин, выбиралось из расчета обеспечения высокой степени гомогенизации смеси при минимальном насыщении ее воздушными включениями;

X_3 — температура формирования образцов, °С, выбиралась такой, чтобы обеспечивался оптимальный режим формирования антифрикционного изделия, который определяется балансом времени между периодом жизни компаунда и временем цикла полного формирования изделия.

В качестве наполнителей использовали фторопласт Ф-4, дисульфид молибдена MoS_2 и графит.

Исследуемыми факторами являлись:

y_1, y_2, y_3 — коэффициенты трения f_1, f_2, f_3 в установившемся режиме, соответствующие первому, второму и третьему наполнителю;

y_4, y_5, y_6 — массовые износы I_{m1}, I_{m2}, I_{m3} образцов с первым, вторым и третьим наполнителем за τ часов (где τ = 2), г;

y_7, y_8, y_9 — плотности ρ_1, ρ_2, ρ_3 образцов с первым, вторым и третьим наполнителем, кг/м^3;

y_{10}, y_{11}, y_{12} — твердости HB_1, HB_2, HB_3 образцов с первым, вторым и третьим наполнителем, МПа.

Условия планирования эксперимента приведены в табл. 1. Матрица планирования эксперимента в кодированных переменных с расчетными столбцами взаимодействия факторов представлена в табл. 2.

Для работы с данными, полученными в ходе эксперимента, использовали пргорамму Microsoft Office Excel.

Для математического описания процесса связь между входными и выходными параметрами для данного эксперимента представим функциональными зависимостями в виде полиномиальных уравнений [2]:

$$Y = b_0 + \sum_{i=1}^{n} b_i x_i + \sum_{i=1}^{n} b_{ij} x_i x_j + \ldots . \qquad (1)$$

Для определения возможности проведения регрессионного анализа рассчитаем однородности

Таблица 1

Условия планирования эксперимента

Уровень фактора	Кодовое обозначение	Фактор		
		X_1, %	X_2, мин	X_3, °C
Основной	0	15	5	40
Шаг эксперимента	—	2	1	10
Верхний	+1	17	6	50
Нижний	−1	13	4	30

Таблица 2

Матрица планирования эксперимента типа 2^3

Опыт	X_0	X_1	X_2	X_3	X_1X_2	X_1X_3	X_2X_3	$X_1X_2X_3$
1	+1	−1	−1	−1	+1	+1	+1	−1
2	+1	+1	−1	−1	−1	−1	+1	+1
3	+1	−1	+1	−1	−1	+1	−1	+1
4	+1	+1	+1	−1	+1	−1	−1	−1
5	+1	−1	−1	+1	+1	−1	−1	+1
6	+1	+1	−1	+1	−1	+1	−1	−1
7	+1	−1	+1	+1	−1	−1	+1	−1
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1

дисперсий параллельных опытов по критерию Кохрена:

$$G_{\text{р}} = S^2_{\max} / \sum_{i=1}^{N} S^2, \qquad (2)$$

где $G_{\text{р}}$ — расчетное значение критерия Кохрена; $S^2_{\max}$ — максимальное значение дисперсии функции отклика; $\sum_{i=1}^{N} S^2$ — сумма значений дисперсий функций отклика.

Теоретическое значение критерия Кохрена ($G_{\text{т}}$) выбирается по таблице при степенях свободы

$$f_1 = k - 1 \text{ и } f_2 = N, \qquad (3)$$

где k — число параллельных опытов; N — число независимых опытов, $N = 8$.

Рассчитанное значение $G_{\text{р}}$ сравниваем с табличным $G_{\text{т}}$ [2]. Если $G_{\text{т}} > G_{\text{р}}$, то гипотеза однородности выполняется и можно проводить регрессионный анализ, если нет, то опыты неоднородны и регрессионный анализ проводить нельзя [2].

Коэффициенты регрессии рассчитываются по формулам:

$$b_0 = \left(\sum_{i=1}^{N} \bar{y}_i x_0\right)/N; \qquad (4)$$

$$b_i = \left(\sum_{i=1}^{N} \bar{y}_i x_i\right)/N; \qquad (5)$$

$$b_{ij} = \left(\sum_{i=1}^{N} \bar{y}_i x_{ij}\right)/N. \qquad (6)$$

Уравнения регрессии для трех факторов в нашем случае имеют вид:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + \\ + b_{23}x_2x_3 + b_{123}x_1x_2x_3, \qquad (7)$$

где x_1, x_2, x_3 — значения факторов; b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{123} — коэффициенты уравнения регрессии; b_1, b_2, b_3 — коэффициенты, указывающие на влияние того или иного фактора на изучаемый процесс; b_{12}, b_{13}, b_{23} — коэффициенты при произведениях факторов, свидетельствующие о наличии двойного взаимодействия между факторами; b_{123} — коэффициент регрессии, указывающий на тройное взаимодействие факторов.

После проведения серии экспериментов согласно табл. 2 выполнили проверку слабо влияющих коэффициентов регрессии с использованием критерия Стьюдента. С этой целью вычисляли оценку дисперсии коэффициента:

$$S_b^2 = S_y^2/kN, \qquad (8)$$

где S_y^2 — оценка дисперсии воспроизводимости или повторяемости эксперимента:

$$S_y^2 = \sum_{i=1}^{N} S_j^2/N, \qquad (9)$$

здесь S_j^2 — оценка дисперсии функции отклика.

Число степеней свободы определяли по формуле

$$f = N(k - 1). \qquad (10)$$

Коэффициент регрессии является значимым, если выполняется условие

$$b \geqslant S_b t, \qquad (11)$$

где b — любой из рассматриваемых коэффициентов; t — табличное значение критерия Стьюдента [2].

Если условие (11) не выполняется, то коэффициент регрессии приравнивается к нулю.

Для установления статистической значимости коэффициентов регрессионных уравнений определяли расчетные значения критерия Стьюдента для всех случаев взаимосвязи независимых факторов и оценку дисперсии взаимодействия этих факторов (так как для полного факторного эксперимента ошибки всех коэффициентов равны между собой [2]):

$$t_0 = |b_0|/S(b_0); \qquad (12)$$

$$t_i = |b_i|/S(b_1); \qquad (13)$$

$$t_{ij} = |b_{ij}|/S(b_{ij}); \qquad (14)$$

$$S(b_0) = S(b_i) = S(b_{ij}) = S_y/\sqrt{kN}. \qquad (15)$$

Коэффициент уравнения считался статистически значимыми, если выполнялось условие

$$t_р > t_т, \quad (16)$$

где $t_р$ — расчетное значение критерия Стьюдента; $t_т$ — теоретическое значение критерия Стьюдента для числа степеней свободы $N(k-1)$ и уровня значимости $\alpha = 0{,}05$; определяется по таблице [2].

Если условие (16) не выполнялось, коэффициент считался статистически незначимым и приравнивался к нулю, а уравнение регрессии представляли с факторами, имеющими только значимые коэффициенты.

Проверку адекватности, т. е. соответствия полученного уравнения регрессии реальному процессу, проводили с помощью критерия Фишера:

$$F = \max(S_{ag}^2,\ S_y^2)/\min(S_{ag}^2,\ S_y^2), \quad (17)$$

где S_{ag}^2 — оценка дисперсии адекватности, определяемая по формуле

$$S_{ag}^2 = k\Big(\sum_{j=1}^{N}(\bar{y}_j - \bar{y}_j^р)^2\Big)/(N-B). \quad (18)$$

Здесь $N - B = f_{ag}$ — число степеней свободы адекватности; k — число параллельных опытов; B — число значимых коэффициентов регрессии; N — число независимых опытов; $\bar{y}_j$, $\bar{y}_j^р$ — соответственно экспериментальное и расчетное значения функций отклика в j-м опыте.

Гипотеза адекватности уравнения регрессии считалась справедливой, если

$$F_р \leqslant F(\alpha, f_{ag}), \quad (19)$$

Таблица 3

Результаты опытов планирования эксперимента

Фактор	Значение фактора для опыта							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Y_1	0,605	0,563	0,454	0,381	0,316	0,284	0,231	0,183
Y_2	0,612	0,538	0,483	0,426	0,358	0,293	0,244	0,219
Y_3	0,602	0,562	0,499	0,436	0,364	0,309	0,231	0,207
$Y_4 \cdot 10^{-3}$	3,64	3,21	2,83	2,36	1,83	1,35	0,98	0,83
$Y_5 \cdot 10^{-3}$	3,52	3,13	2,85	2,49	1,96	1,62	1,17	1,06
$Y_6 \cdot 10^{-3}$	3,71	3,26	2,83	2,37	2,09	1,64	1,38	1,26
Y_7	1204	1196	1179	1156	1139	1124	1103	1075
Y_8	1170	1185	1215	1239	1253	1271	1284	1295
Y_9	1284	1268	1202	1193	1175	1161	1149	1141
Y_{10}	119,6	113,9	108,3	101,4	96,5	89,9	85,3	81,3
Y_{11}	113,2	115,6	116,2	118,5	119,6	121,4	122,3	124,1
Y_{12}	107,3	109,2	113,8	116,2	119,8	121,3	123,4	126,7

где F — табличное значение критерия Фишера для определенного уровня значимости α и числа степеней свободы $f_{ag} = N - B$; $F_р$ — расчетное значение критерия Фишера, определяемое по формуле:

$$F_р = S_{ag}^2 / S_y^2. \quad (20)$$

На основании экспериментальных данных (табл. 3) и расчетов по формулам (1)—(20) получены значения дисперсий функций откликов (табл. 4), по которым при определенных условиях гипотеза проверяется на ошибки первого или второго рода, и уравнения регрессии, описывающие как статические, так и динамические факторы состояния материала [3, 4]. Коэффициенты уравнений регрессии представлены в табл. 5.

Уравнения регрессии для материалов, имеют вид:

$$Y_1(X_1, X_2, X_3) = f(X_1, X_2, X_3) = 0{,}377 + 0{,}176X_1 - 0{,}065X_2 - 0{,}124X_3 - 0{,}0056X_1X_2 + 0{,}0044X_1X_3 - 0{,}018X_2X_3 + 0{,}0019X_1X_2X_3; \quad (21)$$

$$Y_2(X_1, X_2, X_3) = f(X_1, X_2, X_3) = 0{,}397 - 0{,}15X_1 - 0{,}054X_2 - 0{,}118X_3 + 0{,}0071X_1X_2 + 0{,}0051X_1X_3 + 0{,}0066X_2X_3 + 0{,}00029X_1X_2X_3; \quad (22)$$

$$Y_3(X_1, X_2, X_3) = f(X_1, X_2, X_3) = 0{,}401 - 0{,}023X_1 - 0{,}058X_2 - 0{,}044X_3 + 0{,}004X_1X_2 + 0{,}003X_1X_3 - 0{,}0007X_2X_3 + 0{,}0068X_1X_2X_3; \quad (23)$$

$$Y_4(X_1, X_2, X_3) = I_m(X_1, X_2, X_3) \cdot 10^{-3} = (2{,}129 - 0{,}191X_1 + 0{,}531X_2 - 0{,}881X_3 + 0{,}0338X_1X_2 - 0{,}0225X_1X_3 + 0{,}036X_2X_3 + 0{,}6363X_1X_2X_3) \cdot 10^{-3}, \text{ г}; \quad (24)$$

$$Y_5(X_1, X_2, X_3) = I_m(X_1, X_2, X_3) \cdot 10^{-3} = (2{,}225 - 0{,}15X_1 + 0{,}548X_2 - 0{,}773X_3 + 0{,}325X_1X_2 + 0{,}375X_1X_3 - 0{,}005X_2X_3 + 0{,}648X_1X_2X_3) \cdot 10^{-3}, \text{ г}; \quad (25)$$

$$Y_6(X_1, X_2, X_3) = I_m(X_1, X_2, X_3) \cdot 10^{-3} = (2{,}138 - 0{,}185X_1 + 0{,}57X_2 - 0{,}725X_3 + 0{,}14X_1X_2 + 0{,}0425X_1X_3 + 0{,}085X_2X_3 - 0{,}635X_1X_2X_3) \cdot 10^{-3}, \text{ г}; \quad (26)$$

Таблица 4

Расчетные значения дисперсий функций откликов

Параметр	Значение параметра для опыта								S_i^{-2}	$S_{i\max}^2$
	1	2	3	4	5	6	7	8		
$S_1^2 \cdot 10^{-3}$	8,38	6,61	15,2	12,4	10,5	9,45	4,75	1,93	$8{,}64 \cdot 10^{-3}$	$1{,}52 \cdot 10^{-2}$
$S_2^2 \cdot 10^{-3}$	8,47	6,32	16,24	13,85	11,93	9,77	4,99	2,19	$9{,}22 \cdot 10^{-3}$	$1{,}624 \cdot 10^{-2}$
$S_3^2 \cdot 10^{-3}$	8,34	6,6	16,77	14,18	12,13	10,3	4,73	2,07	$9{,}39 \cdot 10^{-9}$	$1{,}677 \cdot 10^{-2}$
$S_4^2 \cdot 10^{-3}$	2,76	3,45	2,15	2,41	2,16	1,67	1,06	1,03	$2{,}09 \cdot 10^{-3}$	$3{,}45 \cdot 10^{-3}$
$S_5^2 \cdot 10^{-3}$	2,67	3,37	2,16	2,55	2,32	2,01	1,26	1,32	$2{,}21 \cdot 10^{-3}$	$3{,}37 \cdot 10^{-3}$
$S_6^2 \cdot 10^{-3}$	2,82	3,51	2,15	2,42	2,47	2,03	1,49	1,57	$2{,}31 \cdot 10^{-2}$	$3{,}51 \cdot 10^{-3}$
S_7^2	0,308	0,306	0,104	0,319	0,108	0,281	0,088	0,095	0,201	0,319
S_8^2	0,299	0,303	0,108	0,343	0,119	0,317	0,102	0,115	0,213	0,343
S_9^2	0,328	0,324	0,107	0,330	0,112	0,289	0,091	0,101	0,210	0,330
S_{10}^2	0,012	0,0096	0,0078	0,0068	0,0095	0,0062	0,0089	0,0049	$8{,}3 \cdot 10^{-3}$	$1{,}24 \cdot 10^{-3}$
S_{11}^2	0,011	0,0096	0,0084	0,0077	0,0118	0,0085	0,0128	0,0079	$9{,}8 \cdot 10^{-3}$	$1{,}28 \cdot 10^{-2}$
S_{12}^2	0,011	0,0091	0,0082	0,0075	0,0118	0,0085	0,0129	0,0077	$9{,}6 \cdot 10^{-3}$	$1{,}29 \cdot 10^{-2}$

$$Y_7(X_1, X_2, X_3) = \rho(X_1, X_2, X_3) = 1147 - 9{,}05X_1 - 19{,}25X_2 - 34{,}5X_3 - 3{,}5X_1X_2 - 1{,}5X_1X_3 - 2{,}7X_2X_3 + 0{,}25X_1X_2X_3, \text{ кг/м}^3; \quad (27)$$

$$Y_8(X_1, X_2, X_3) = \rho(X_1, X_2, X_3) = 1239 + 8{,}5X_1 + 19{,}25X_2 + 34{,}5X_3 + 0{,}25X_1X_2 - 1{,}25X_1X_3 - 4{,}5X_2X_3 - 2{,}0X_1X_2X_3, \text{ кг/м}^3; \quad (28)$$

$$Y_9(X_1, X_2, X_3) = \rho(X_1, X_2, X_3) = 1196{,}63 - 5{,}875X_1 - 25{,}375X_2 - 45{,}125X_3 + 1{,}625X_1X_2 + 0{,}375X_1X_3 + 12{,}875X_2X_3 - 0{,}125X_1X_2X_3, \text{ кг/м}^3; \quad (29)$$

$$Y_{10}(X_1, X_2, X_3) = HB_1(X_1, X_2, X_3) = 99{,}525 - 2{,}9X_1 - 5{,}45X_2 - 11{,}65X_3 + 0{,}675X_1X_2 + 0{,}435X_1X_3 + 0{,}5X_2X_3 + 0{,}475X_1X_2X_3, \text{ МПа}; \quad (30)$$

$$Y_{11}(X_1, X_2, X_3) = HB_2(X_1, X_2, X_3) = 118{,}863 + 2{,}038X_1 + 2{,}413X_2 + 2{,}98X_3 - 25X_1X_2 - 0{,}375X_1X_3 - 0{,}0625X_2X_3 + 0{,}0125X_1X_2X_3, \text{ МПа}; \quad (31)$$

$$Y_{12}(X_1, X_2, X_3) = HB_3(X_1, X_2, X_3) = 117{,}2 + 1{,}138X_1 + 2{,}813X_2 + 5{,}588X_3 + 0{,}288X_1X_2 + 0{,}0895X_1X_3 - 0{,}513X_2X_3 + 0{,}163X_1X_2X_3, \text{ МПа}. \quad (32)$$

Оценка дисперсии воспроизводимости проведена по формуле (9). Результаты представлены в табл. 4.

Оценка дисперсии коэффициентов проведена по формуле (8):
для Y_1 — $S_b^2 = 6{,}7 \cdot 10^{-5}$; для Y_2 — $7{,}15 \cdot 10^{-5}$; для Y_3 — $7{,}29 \cdot 10^{-5}$; для Y_4 — $1{,}62 \cdot 10^{-5}$;
для Y_5 — $1{,}71 \cdot 10^{-5}$; для Y_6 — $1{,}79 \cdot 10^{-5}$; для Y_7 — $1{,}56 \cdot 10^{-3}$; для Y_8 — $1{,}65 \cdot 10^{-3}$;
для Y_9 — $1{,}63 \cdot 10^{-3}$; для Y_{10} — $6{,}44 \cdot 10^{-5}$; для Y_{11} — $7{,}6 \cdot 10^{-5}$; для Y_{12} — $7{,}45 \cdot 10^{-5}$.

Табличное значение критерия Стьюдента для $f = 8$, $\alpha = 0{,}05$ составляет — 2,31.

Проверка значимости коэффициентов регрессии уравнений (21)—(32) согласно условиям (11)—(16) показала, что искомые зависимости приняли вид:

$$f_1(X_1, X_2, X_3) = 0{,}377 + 0{,}176X_1 - 0{,}124X_3 - 0{,}0056X_1X_2 + 0{,}0044X_1X_3; \quad (33)$$

$$f_2(X_1, X_2, X_3) = 0{,}397 - 0{,}15X_1 - 0{,}054X_2 + 0{,}0066X_2X_3 + 0{,}00029X_1X_2X_3; \quad (34)$$

$$f_3(X_1, X_2, X_3) = 0{,}401 - 0{,}023X_1 - 0{,}044X_3 + 0{,}004X_1X_2 + 0{,}003X_1X_3 - 0{,}0007X_2X_3; \quad (35)$$

$$I_{m1}(X_1, X_2, X_3) \cdot 10^{-3} = (2{,}129 - 0{,}191X_1 + 0{,}531X_2 - 0{,}0225X_1X_3 + 0{,}6363X_1X_2X_3) \cdot 10^{-3}; \quad (36)$$

$$I_{m2}(X_1, X_2, X_3) \cdot 10^{-3} = (2{,}225 - 0{,}15X_1 + 0{,}548X_2 + 0{,}325X_1X_2 + 0{,}375X_1X_3 - 0{,}005X_2X_3 + 0{,}648X_1X_2X_3) \cdot 10^{-3}, \text{ г}; \quad (37)$$

Таблица 5

Коэффициенты уравнений регрессии

Номер п/п	$\overline{y}$	$x_1\overline{y}$	$x_2\overline{y}$	$x_3\overline{y}$	$x_1x_2\overline{y}$	$x_1x_3\overline{y}$	$x_2x_3\overline{y}$	$x_1x_2x_3\overline{y}$
	Для коэффициента трения материала с первым наполнителем							
1	+0,605	−0,605	−0,605	−0,605	+0,605	+0,605	+0,605	−0,605
2	+0,563	+0,563	−0,563	−0,563	−0,563	−0,563	+0,563	+0,563
3	+0,454	−0,454	+0,454	−0,454	−0,454	+0,454	−0,454	+0,454
4	+0,381	+0,381	+0,381	−0,381	+0,381	−0,381	−0,381	−0,381
5	+0,316	−0,316	−0,316	+0,316	+0,316	−0,316	−0,316	+0,316
6	+0,284	+0,284	−0,284	+0,284	−0,284	+0,284	−0,284	−0,284
7	+0,231	−0,231	+0,231	+0,231	−0,231	−0,231	+0,231	−0,231
8	+0,183	+0,183	+0,183	+0,183	+0,183	+0,183	+0,183	+0,183
$\sum_{i=1}^{N}$	+3,017	+1,411	−0,519	−0,989	−0,047	+0,035	−0,147	+0,015
b_{ij}	+0,377	+0,176	−0,065	−0,124	−0,0056	+0,0044	−0,018	+0,0019
	Для коэффициента трения материала со вторым наполнителем							
b_{ij}	+0,397	−0,15	−0,054	−0,118	+0,0071	+0,0051	+0,0066	+0,00029
	Для коэффициента трения материала с третьим наполнителем							
b_{ij}	+0,401	−0,023	−0,058	−0,044	+0,004	+0,003	−0,0007	+0,0068
	Для износостойкости материала с первым наполнителем							
b_{ij}	+2,129	−0,191	+0,531	−0,8812	+0,0338	−0,0225	+0,036	+0,6363
	Для износостойкости материала со вторым наполнителем							
b_{ij}	+2,225	−0,15	+0,548	−0,773	+0,325	+0,375	−0,005	+0,648
	Для износостойкости материала с третьим наполнителем							
b_{ij}	+2,138	−0,185	+0,57	−0,725	+0,14	+0,0425	+0,085	+0,635
	Для плотности материала с первым наполнителем							
b_{ij}	+1147	−9,05	−19,75	−36,75	−3,5	−1,5	−2,7	+0,25
	Для плотности материала со вторым наполнителем							
b_{ij}	+1239	+8,5	+19,25	+34,5	+0,25	−1,25	−4,5	−2
	Для плотности материала с третьим наполнителем							
b_{ij}	1196,63	−5,875	−25,375	−45,125	+1,625	+0,475	+12,875	−0,125
	Для твердости материала с первым наполнителем							
b_{ij}	+99,525	−2,9	−5,45	−9,65	+0,675	+0,435	+0,5	+0,475
	Для твердости материала со вторым наполнителем							
b_{ij}	+118,86	+2,038	+2,41	+2,98	−0,0125	−0,375	−0,0625	+0,0125
	Для твердости материала с третьим наполнителем							
b_{ij}	+117,2	+1,138	+2,813	+5,588	+0,288	+0,0895	−0,513	+0,163

$$I_{m3}(X_1, X_2, X_3)\cdot 10^{-3} =$$
$$= (2{,}138 - 0{,}185X_1 + 0{,}57X_2 + 0{,}14X_1X_2 + 0{,}0425X_1X_3 + 0{,}085X_2X_3 + 0{,}635X_1X_2X_3)\cdot 10^{-3}, \text{ г}; \quad (38)$$

$$\rho_1(X_1, X_2, X_3) = 1147 - 9{,}05X_1 - 19{,}75X_2 - 3{,}5X_1X_2 - 2{,}7X_2X_3 + 0{,}25X_1X_2X_3, \text{ кг/м}^3; \quad (39)$$

$$\rho_2(X_1, X_2, X_3) = 1239 + 8{,}5X_1 + 19{,}25X_2 + 34{,}5X_3 + 0{,}25X_1X_2 - 1{,}25X_1X_3 - 4{,}5X_2X_3, \text{ кг/м}^3; \quad (40)$$

$$\rho_3(X_1, X_2, X_3) = 1196{,}63 - 5{,}875X_1 - 25{,}375X_2 - 45{,}125X_3 + 12{,}875X_2X_3 - 0{,}125X_1X_2X_3, \text{ кг/м}^3; \quad (41)$$

$$HB_1(X_1, X_2, X_3) = 99{,}525 - 5{,}45X_2 - 9{,}65X_3 + 0{,}675X_1X_2 + 0{,}435X_1X_3 + 0{,}5X_2X_3, \text{ МПа}; \quad (42)$$

$$HB_2(X_1, X_2, X_3) = 118{,}86 + 2{,}038X_1 + 2{,}41X_2 + 2{,}98X_3 - 0{,}375X_1X_3 - 0{,}0625X_2X_3 + 0{,}0125X_1X_2X_3, \text{ МПа}; \quad (43)$$

$$HB_3(X_1, X_2, X_3) = 117{,}2 + 1{,}138X_1 + 2{,}813X_2 + 0{,}288X_1X_2 + 0{,}0895X_1X_3 - 0{,}513X_2X_3, \text{ МПа}. \quad (44)$$

Дисперсии адекватности определены по формуле (18):

для f_1 — $S_{ag}^2 = 9{,}51\cdot 10^{-4}$ при $f_{ag} = 8 - 5 = 3$; для f_2 — $9{,}53\cdot 10^{-4}$ при $f_{ag} = 8 - 5 = 3$; для f_3 — $1{,}23\cdot 10^{-4}$ при $f_{ag} = 8 - 6 = 2$;

для I_{m1} — $8{,}66\cdot 10^{-5}$ при $f_{ag} = 8 - 5 = 3$; для I_{m2} — $3{,}25\cdot 10^{-5}$ при $f_{ag} = 8 - 7 = 1$; для I_{m3} — $3{,}23\cdot 10^{-5}$ при $f_{ag} = 8 - 7 = 1$;

для ρ_1 — 19,63 при $f_{ag} = 8 - 6 = 2$; для ρ_2 — 23,34 при $f_{ag} = 8 - 7 = 1$; для ρ_3 — 10,37 при $f_{ag} = 8 - 5 = 3$;

для HB_1 — 1,91 при $f_{ag} = 8 - 6 = 2$; для HB_2 — 0,56 при $f_{ag} = 8 - 7 = 1$; для HB_3 — 1,87 при $f_{ag} = 8 - 6 = 2$.

УДК 621.9.06-52

В. С. ГОРЧЕВ, канд. техн. наук (МГУПИ), тел.: (495) 484-49-40

Решение для автоматических линий структуры "2 × 1" дискретного действия с производительностями участков $q_1 > q_2$ без учета их совместных отказов и отказов бункера

Приведено аналитическое решение для автоматических линий дискретного действия структуры "2 × 1" с производительностями участков $q > q$ без учета их совместных отказов и отказов бункера, когда к случайным процессам примешиваются детерминированные процессы, связанные с переходом системы из одного состояния в другое после изготовления определенного числа деталей, вследствие чего неизвестных параметров больше, чем позволяет определить математическая модель автоматической линии.

Ключевые слова: автоматические линии дискретного действия, детерминированные процессы, математическая модель.

An analytical solution for the transfer lines of discrete action of "2 × 1" structure with productivities of sections $q_1 > q_2$ without regard for their joint failures and the bunker failure is presented for the case when the deterministic processes, conditioned by transition of the system from one state into another after producing of defined number of details, are admixed to the stochastic ones, because of that the number of unknown parameters turns to be greater than that, which the mathematical model of the transfer line allows to determine.

Keywords: transfer lines of discrete action, deterministic processes, mathematical model.

Успехи в исследовании вероятностных процессов, протекающих в автоматических линиях (АЛ) с накопителями деталей, позволили сформулировать [1]: 1) общие принципы методологии исследования АЛ; 2) математические основы исследования АЛ. Это послужило теоретической базой разработки метода решения задач для АЛ структуры "2 × 1" с разными производительностями участков и позволило получить аналитическое решение для АЛ структуры "2 × 1" непрерывного действия с производительностями участков $q_1 > q_2$ и без учета их совместных отказов.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 40)

Расчетные значения критерия Фишера определены по формуле (20), табличные значения критерия Фишера для степеней свободы $f_1 = f_{ag} = N - B$, $f_2 = 8(2 - 1) = 8$ и $\alpha = 0{,}05$ соответственно равны:

для f_1 — $F_p = 4{,}07$ при $f_1 = 3$; для f_2 — 4,07 при $f_1 = 3$; для f_3 — 4,84 при $f_1 = 2$;

для I_{m1} — 4,07 при $f_1 = 3$; для I_{m2} — 5,32 при $f_1 = 1$; для I_{m3} — 5,32 при $f_1 = 1$;

для ρ_1 — 4,84 при $f_1 = 2$; для ρ_2 — 5,32 при $f_1 = 1$; для ρ_3 — 4,07 при $f_1 = 3$;

для HB_1 — 4,84 при $f_1 = 2$; для HB_2 — 5,32 при $f_1 = 1$; для HB_3 — 4,84 при $f_1 = 2$.

Для всех уравнений регрессии (33)—(44) условие (19) выполняется и, следовательно, данные уравнения адекватно описывают зависимости свойств материала от технологических режимов его получения, а значит, могут являться математическими моделями триботехнических состояний материала.

Таким образом, получены математические зависимости, которые учитывают как единичные действия основных факторов процесса формирования, так и их совокупные воздействия на компаунд. Данные зависимости позволяют прогнозировать физические и триботехнические свойства рабочего слоя подшипника скольжения с большой вероятностью попадания в доверительной интервал отклонений. На основе полученных данных возможна оптимизация состава, а также технологического процесса получения подшипников скольжения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Методика** планирования экспериментов и обработки их результатов при исследовании технологических процессов в лесной и деревообрабатывающей промышленности. Учеб. пособие для ФППК и аспирантов / Под ред. А. А. Пижурина. М.: Машиностроение, 1972.

2. **Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В.** Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М.: Наука, 1976. 280 с.

3. **Горский В. Г., Адлер Ю. П., Талалай А. М.** Планирование промышленных экспериментов (модели статики). М.: Металлургия, 1978. 89 с.

4. **Горский В. Г., Адлер Ю. П., Талалай А. М.** Планирование промышленных экспериментов (модели динамики). М.: Металлургия, 1978. 89 с.

Задачей настоящего исследования является распространение указанного метода и на основной класс АЛ структуры "2 × 1" дискретного действия с разными производительностями участков. Основная проблема в исследованиях АЛ дискретного действия — появление детерминированных процессов, вследствие чего ставится задача: рассмотреть взаимодействие случайных и детерминированных процессов и найти аналитическое решение для АЛ дискретного действия структуры "2 × 1" с разными производительностями участков.

Постановка задачи

К классу АЛ дискретного действия относятся все линии с поштучной выдачей деталей. Одна из них структуры "2 × 1" без учета совместных отказов участков с производительностями $q_1 > q_2$ и бункера магазинного типа между ними показана на рис. 1. Сплошная стрелка, соединяющая участки *1* и *2*, указывает, что детали, обработанные на участке *1*, непосредственно передаются на участок *2*. Левая штриховая стрелка, направленная к бункеру, указывает, что отказал участок *2* и детали, обработанные на участке *1*, поступают в бункер. Правая штриховая стрелка, направленная от бункера, указывает, что отказал участок *1*, и детали из бункера поступают на участок *2*. Каждый участок имеет свои характеристики надежности: λ_1 и λ_2 — интенсивности потоков отказов участков *1* и *2*; μ_1 и μ_2 — интенсивности потоков восстановления этих участков.

Бункерные устройства АЛ делятся на два класса: транзитные и магазинные. Для выдачи очередной заготовки из транзитного бункера необходимо перемещать весь бункерный запас, поэтому такой бункер работает в постоянном режиме.

В АЛ с магазинным (тупиковым) бункером магазин включается в работу при отказе любого из участков и периодически (когда работают оба участка) с частотой, зависящей от соотношения производительностей q_1 и q_2. Магазинные бункеры предпочтительнее, так как имеют простую конструкцию, позволяют проводить ремонт во время работы АЛ и поддерживать их надежность равной единице.

В данной работе понятия бункер и накопитель тождественны и должны удовлетворять требованию: не сдерживать работу соседних участков. Распределение деталей в бункере по уровням соответствует трем функциям (см. рис. 1):

1) $p_{2.1}$ — функция распределения (иначе — плотность распределения или плотность вероятности) деталей при наполнении бункера со скоростью q_1 (когда отказал участок *2*), начальное значение (плотность вероятности) $p_{2.1}(0)$ которой не равно 0, как это было в случае АЛ непрерывного действия;

2) p_1 — функция распределения деталей при наполнении бункера со скоростью $q_1 - q_2$ (когда работают оба участка и детали в бункер помещаются периодически), начальное значение функции уже не совпадает с начальным значением функции $p_{1.1}$, как это было в случае АЛ непрерывного действия;

3) $p_{1.1}$ — функция распределения деталей при их расходовании со скоростью q_2 (когда отказал участок *1*).

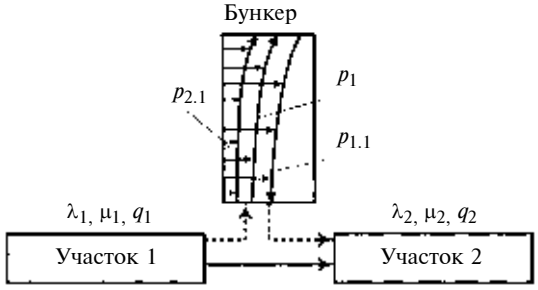


Рис. 1. АЛ структуры "2 × 1" дискретного действия с производительностями участков $q_1 > q_2$

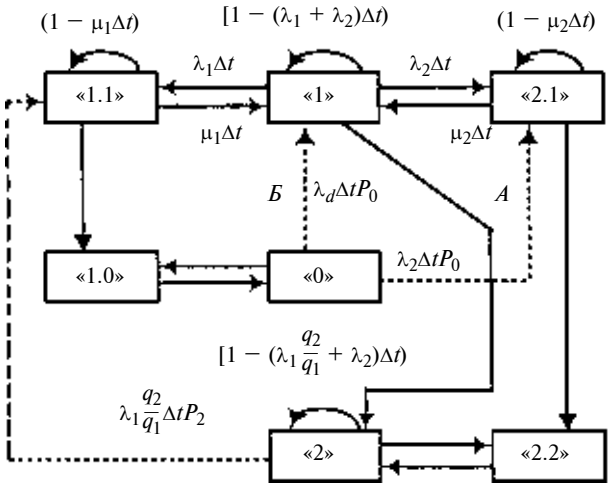


Рис. 2. Граф состояний АЛ структуры "2 × 1" дискретного действия с производительностями участков $q_1 > q_2$

Граф состояний такой АЛ показан на рис. 2. Если на приведенном графе убрать стрелки, соединяющие главные состояния "0," и " 1", " 1" и "2", то получим граф, совпадающий с графом для случая $q_1 = q_2$, и искомое решение должно переходить при условии $q_1 = q_2$ в решение проф. А. П. Владзиевского [2]. Каждому состоянию графа соответствует своя вероятность: P_0, $P_{1.0}$, P_1, $P_{1.1}$, $P_{2.1}$, P_2 и $P_{2.2}$.

Особенностью функционирования АЛ дискретного действия является взаимодействие случайных и детерминированных процессов. На графе состояний это отразилось в том, что одно главное состояние "0" формирует два начальных условия, показанные штриховыми стрелками. Стрелка *А* определяет плотность вероятности $p_{2.1}(0)$ появления первой детали в бункере при отказе участка *2* и относится к случайным процессам. Стрелка *Б* определяет плотность вероятности $p_1(0)$ появления первой детали в бункере, когда работают оба участка с производительностями $q_1 > q_2$, и относится к детерминированному процессу.

Источником детерминированного процесса являются разные производительности участков. Если принять, что участок 1 обрабатывает деталь за время $\tau_1 = 10$ мин, а участок 2 — за $\tau_2 = 11$ мин, т. е. выполняется условие $q_1 > q_2$, то каждая 11-я деталь, обработанная на участке 1, помещается в бункер:

$$\frac{q_1}{q_1 - q_2} = \frac{\tau_2}{\tau_2 - \tau_1} = \frac{11}{11 - 10} = 11.$$

Если АЛ изначально находилась в состоянии "0", то после обработки 11-й детали в бункере появляется 1-я деталь и АЛ переходит в состояние "1". Именно этот переход формирует начальное значение $p_1(0)$ функции p_1 — распределения деталей по уровням, когда работают оба участка.

Этот процесс повторяется каждый раз, когда АЛ переходит из состояния "1.0" в состояние "0", и каждый раз после обработки 11-й детали в бункере появляется 1-я деталь, и АЛ переходит в состояние "1". Таким образом, указанный переход фиксирован, поэтому является детерминированным процессом, и, следовательно, необходимо уметь определять вероятности переходов, связанных с детерминированными процессами.

Рассмотренный детерминированный процесс уменьшает вероятности одних состояний и увеличивает вероятности других, перераспределяя тем самым вероятности всех состояний исследуемой линии.

На обработку партии из 11 деталей затрачивается время $t_н = 10$ мин $\times$ 11 = 110 мин. В любой момент этого временного отрезка может произойти отказ участка 2 и АЛ перейдет согласно стрелке *A* на рис. 2 в состояние " 2.1". Вероятность этого случайного перехода равна $\lambda_2 \Delta t P_0$. Так взаимодействуют случайные и детерминированные процессы во всех АЛ дискретного действия с разными производительностями участков.

На графе состояний проставлены вероятности переходов АЛ только для центрального звена "1". Они совпадают с вероятностями одноименных переходов в звеньях других главных состояний "0" и "2", которые не указаны, чтобы не усложнять рисунок. Если некоторые вероятности не совпадают, то их указывают индивидуально, как это сделано для главного состояния "2", в котором участок 1 работает не со своей номинальной производительностью, а с производительностью участка 2 и поэтому параметр надежности λ_1 заменен на $\lambda_1 q_2/q_1$.

Принимая во внимание взаимодействие случайных и детерминированных процессов, ставим задачу: *построить аналитическое решение для АЛ дискретного действия структуры "2 × 1" с производительностями участков $q_1 > q_2$ без учета их совместных отказов и отказов бункера.*

Решение задачи

При исследовании принимаем:

1) процесс функционирования автоматических линий является марковским процессом с экспоненциальными законами распределения времени между отказами и времени восстановления после отказов;

2) запас деталей в бункере измеряется в единицах $z\tau$, т. е. длительностью его расходования и накопления; здесь z — уровень запаса в бункере — принимает любые целочисленные значения в интервале $[0 \leqslant z \leqslant z_{max}]$, где z_{max} — максимальный бункерный запас, а τ — время обработки одной детали на линии;

3) простаивающий участок или бункер отказать не может;

4) восстановление участка, бункера и другого оборудования начинается сразу после отказа (система обслуживания без ожидания наладчиков).

Ниже приводятся две математические модели (ММ). Левая ММ для АЛ структуры "2 × 1" без учета совместных отказов участков с производительностями $q_1 = q_2$. Ее решение известно и будет использовано для контроля. Правая ММ построена в полном соответствии с графом состояний на рис. 2 для АЛ структуры "2 × 1" дискретного действия без учета совместных отказов участков с производительностями $q_1 > q_2$ и бункера между ними магазинного типа:

Микроматематическая модель центрального звена "1"

$$0 = -(\lambda_1 + \lambda_2)p_1 + \mu_1 p_{1.1} + \mu_2 p_{2.1};$$

$$-\frac{\partial p_{1.1}}{\partial z\tau} = -\mu_1 p_{1.1} + \lambda_1 p_1;$$

$$\frac{\partial p_{2.1}}{\partial z\tau} = -\mu_2 p_{2.1} + \lambda_2 p_1;$$

$$(q_1 - q_2)\frac{\partial p_1}{\partial z(\tau_2 - \tau_1)} = -(\lambda_1 + \lambda_2)p_1 + \mu_1 p_{1.1} + \mu_2 p_{2.1}; \quad (1)$$

$$-q_2 \frac{\partial p_{1.1}}{\partial z\tau_2} = -\mu_1 p_{1.1} + \lambda_1 p_1; \quad (2)$$

$$q_1 \frac{\partial p_{2.1}}{\partial z\tau_1} = -\mu_2 p_{2.1} + \lambda_2 p_1. \quad (3)$$

Начальные условия центрального звена "1"

$\lambda_2 P_0 = p_{2.1}(0);$	$\frac{\lambda_2}{q_1} P_0 = p_{2.1}(0);$
	$\frac{\lambda_2 + \lambda_d}{q_2} P_0 = p_{1.1}(0);$
$\lambda_1 P_2 = p_{1.1}(z_{\max}\tau);$	$\frac{\lambda_1}{q_1} P_2 = p_{1.1}(z_{\max}\tau_2);$
	$\lambda_d P_0 = (q_1 - q_2) p_1(0).$

Микроматематическая модель звена "0"

$0 = -(\lambda_1 + \lambda_2)P_0 + \mu_1 P_{1.0};$	$0 = -(\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_d)P_0 + \mu_1 P_{1.0};$	(4)
$0 = -\mu_1 P_{1.0} + \lambda_1 P_0 + p_{1.1}(0);$	$0 = -\mu_1 P_{1.0} + \lambda_1 P_0 + q_2 P_{1.1}(0).$	(5)

Микроматематическая модель звена "2"

$0 = -(\lambda_1 + \lambda_2)P_2 + \mu_2 P_{2.2};$	$0 = -\left(\lambda_1 \frac{q_2}{q_1} + \lambda_2\right) P_2 + \mu_2 P_{2.2} + (q_1 - q_2) p[z_{\max}(\tau_2 - \tau_1)];$	(6)
$0 = -\mu_2 P_{2.2} + \lambda_2 P_2 + p_{2.1}(z_{\max}\tau).$	$0 = -\mu_2 P_{2.2} + \lambda_2 P_2 + q_1 p_{2.1}(z_{\max}\tau_1).$	(7)

В уравнении (4) в круглых скобках указан неизвестный параметр λ_d — интенсивность переходов АЛ из состояния "0" в состояние "1" при детерминированном процессе.

Правая ММ при условии $q_1 = q_2 = q = 1$ переходит в левую ММ.

Интегрируя систему уравнений (1)÷(3) центрального звена "1", получим [1]:

1) соотношение: $q_1 p_{2.1}(z\tau_1) = q_2 p_{1.1}(z\tau_2) - (q_1 - q_2) \times \times p_1[z(\tau_2 - \tau_1)]$, связывающее все три искомые функции и выполняющееся при всех значениях z, в том числе:

$$q_1 p_{2.1}(0) = q_2 p_{1.1}(0) - (q_1 - q_2) p_1(0),$$

$$q_1 p_{2.1}(z_{\max}\tau_1) = = q_2 p_{1.1}(z_{\max}\tau_2) - (q_1 - q_2) p_1[z_{\max}(\tau_2 - \tau_1)];$$

в дальнейшем опускаем значение текущего запаса в круглых скобках при каждой функции:

$$q_1 p_{2.1} = q_2 p_{1.1} - (q_1 - q_2) p_1; \quad (8)$$

2) уравнения для определения самих функций p_1, $p_{1.1}$ и $p_{2.1}$

$$p_1 = C_1\left(1 + \frac{\lambda_1}{q_2}\frac{T_>}{\omega_>}\right) e^{-\psi_> z(\tau_2 - \tau_1)} + C_2 T_> e^{\omega_> z\tau_2}; \quad (9)$$

$$p_{1.1} = \frac{\lambda_1}{q_2}\frac{1}{\omega_>} C_1 e^{-\psi_> z(\tau_2 - \tau_1)} + C_2 e^{\omega_> z\tau_2}; \quad (10)$$

$$p_{2.1} = C_1\left[\frac{\lambda_1}{q_2}\frac{1}{\omega_>} - \frac{q_1 - q_2}{q_1}\left(1 + \frac{\lambda_1}{q_2}\frac{T_>}{\omega_>}\right)\right] \times \times e^{-\psi_> z(\tau_2 - \tau_1)} + C_2\left(\frac{q_2}{q_1} - \frac{q_1 - q_2}{q_1} T_>\right) e^{\omega_> z\tau_2}, \quad (11)$$

коэффициенты $T_>$, $\psi_>$ и $\omega_>$ в которых определяются по формулам:

$$T_> = \frac{\mu_1 q_1 + \mu_2 q_2}{q_1(\lambda_1 + \lambda_2) + \mu_2(q_1 - q_2)};$$

$$\psi_> = \frac{q_1(\lambda_1 + \lambda_2) + \mu_2(q_1 - q_2)}{q_1(q_1 - q_2)};$$

$$\omega_> = \frac{q_1\lambda_2\mu_1 - q_2\lambda_1\mu_2 + \mu_1\mu_2(q_1 - q_2)}{q_2[q_1(\lambda_1 + \lambda_2) + \mu_2(q_1 - q_2)]};$$

а индекс > при коэффициентах указывает на то, что производительность участка 1 больше производительности участка 2.

Используя независимые функции p_1 и $p_{1.1}$ и их начальные условия $\lambda_d P_0/(q_1 - q_2) = p_1(0)$ и $(\lambda_2 + + \lambda_d)P_0/q_2 = p_{1.1}(0)$, определим постоянные коэффициенты интегрирования C_1 и C_2:

$$C_1 = \frac{\lambda_d\left[1 - (q_1 - q_2)\frac{T_>}{q_2}\right] - (q_1 - q_2)\frac{\lambda_2}{q_2} T_>}{(q_1 - q_2)} P_0;$$

$$C_2 = \frac{\lambda_d\left[(q_1 - q_2)\frac{h_1}{h_2} - \frac{\lambda_1}{q_2}\frac{1}{\omega_>}\right] + (q_1 - q_2)\frac{\lambda_2}{q_2} h_1}{(q_1 - q_2)} P_0,$$

которые зависят от интенсивности λ_d переходов АЛ из состояния "0" в состояние "1" при детерминированном процессе, когда переход АЛ из одного состояния в другое выполняется каждый раз после

изготовления определенного числа деталей. Так как параметр λ_d неизвестен, то число неизвестных параметров больше, чем позволяет определить математическая модель АЛ. Анализ уравнений (9)÷(11) позволил установить, что коэффициент интегрирования C_2 равен $\lambda_2 P_0/q_2$ (более подробно это будет освещено в следующей статье автора), записать соответствующее уравнение

$$\frac{\lambda_d\left[(q_1-q_2)\frac{h_1}{q_2}-\frac{\lambda_1}{q_2}\frac{1}{\omega_>}\right]+(q_1-q_2)\frac{\lambda_2}{q_2}h_1}{(q_1-q_2)}=\frac{\lambda_2}{q_2},$$

где $h_1 = 1 + \frac{\lambda_1}{q_2}\frac{T_>}{\omega_>}$, и получить формулы для определения параметра λ_d и коэффициента интегрирования C_1:

$$\lambda_d = \frac{(q_1-q_2)}{h_2}\frac{\lambda_2}{q_2}\frac{\lambda_1}{q_2}\frac{T_>}{\omega_>};\ C_1 = \frac{(q_1-q_2)}{h_2}\frac{\lambda_2}{q_2}\frac{T_>}{q_2}P_0,$$

где коэффициент $h_2 = \frac{\lambda_1}{q_2}\frac{1}{\omega_>} - (q_1-q_2)\frac{h_1}{q_2}$.

Параметр $\lambda_d = 0$ для случайных процессов, когда производительности участков равны ($q_1 = q_2$), на что и указывает множитель $(q_1 - q_2)$ в числителе формулы.

Подставляя значения коэффициентов C_1 и C_2 в уравнения (9)÷(11) и выполняя соответствующие преобразования, получим формулы для определения:

1) функции распределения деталей по уровням в бункере, когда работают участки 1 и 2, а бункерный запас возрастает со скоростью $q_1 - q_2$:

$$p_1 = P_0\left\{\frac{(q_1-q_2)}{h_2}\frac{\lambda_2}{q_2}\frac{T_>}{q_2}h_1 e^{-\psi_> z(\tau_2-\tau_1)} + \frac{\lambda_2}{q_2}T_> e^{\omega_> z\tau_2}\right\};$$

2) функции распределения деталей по уровням в бункере, когда отказал участок 1, работает участок 2, а бункерный запас убывает со скоростью q_2:

$$p_{1.1} = P_0\left\{\frac{\lambda_d}{q_2}e^{-\psi_> z(\tau_2-\tau_1)} + \frac{\lambda_2}{q_2}e^{\omega_> z\tau_2}\right\};$$

3) функции распределения деталей по уровням в бункере, когда отказал участок 2, работает участок 1, а бункерный запас возрастает со скоростью q_1:

$$p_{2.1} = P_0\left\{\frac{(q_1-q_2)}{h_1}\frac{\lambda_2}{q_2}T_> e^{-\psi_> z(\tau_2-\tau_1)} + \frac{\lambda_2}{q_2}\left(\frac{q_2}{q_1}-\frac{q_1-q_2}{q_1}T_>\right)e^{\omega_> z\tau_2}\right\}.$$

Интегрируя функции p_1, $p_{1.1}$ и $p_{2.1}$ распределения деталей по уровням в бункере, получим формулы для определения:

1) вероятности P_1 нахождения АЛ в состоянии "1", когда работают участки 1 и 2, а бункерный запас возрастает со скоростью $q_1 - q_2$:

$$P_1 = P_0\left\{\frac{(q_1-q_2)}{h_2}\frac{\lambda_2}{q_2}\frac{T_>}{q_2}h_1\frac{(1-e^{-\psi_> z_{\max}(\tau_2-\tau_1)})}{\psi_>} + \frac{\lambda_2}{q_2}T_>\frac{e^{\omega_> z_{\max}\tau_2}-1}{\omega_>}\right\};$$

2) вероятности $P_{1.1}$ нахождения АЛ в состоянии "1.1", когда отказал участок 1, участок 2 работает, а бункерный запас убывает со скоростью q_2:

$$P_{1.1} = P_0\left\{\frac{\lambda_d}{q_2}\frac{1-e^{-\psi_> z_{\max}(\tau_2-\tau_1)}}{\psi_>} + \frac{\lambda_2}{q_2}\frac{e^{\omega_> z_{\max}\tau_2}-1}{\omega_>}\right\};$$

3) вероятности $P_{2.1}$ нахождения АЛ в состоянии "2.1", когда отказал участок 2, участок 1 работает, а бункерный запас возрастает со скоростью q_1:

$$P_{2.1} = P_0\left\{\frac{(q_1-q_2)}{q_1}\frac{\lambda_2}{q_2}T_>\frac{1-e^{-\psi_> z_{\max}(\tau_2-\tau_1)}}{\psi_>} + \frac{\lambda_2}{q_2}\left(\frac{q_2}{q_1}-\frac{q_1-q_2}{q_1}T_>\right)\frac{e^{\omega_> z_{\max}\tau_2}-1}{\omega_>}\right\}.$$

Используя соотношение $\lambda_1 P_2/q_1 = p_{1.1}(z_{\max}\tau_2)$, определим вероятность P_2, находящуюся в состоянии "2", когда участок 1 работает не со своей номинальной производительностью, а с производительностью участка 2, и бункерный запас остается на максимальном уровне:

$$P_2 = \frac{q_1}{\lambda_1}p_{1.1}(z_{\max}\tau_2) = P_0\left\{\frac{\lambda_d}{\lambda_1}\frac{q_1}{q_2}e^{-\psi_> z_{\max}(\tau_2-\tau_1)} + \frac{\lambda_2}{\lambda_1}\frac{q_1}{q_2}e^{\omega_> z_{\max}\tau_2}\right\}.$$

Переписав уравнение (7) в виде $P_{2.2} = \frac{\lambda_2}{\mu_2}P_2 + \frac{q_1}{\mu_2}p_{2.1}(z_{\max}\tau_1)$ и подставив значение $p_{2.1}(z_{\max}\tau_1)$, получим формулу для определения вероятности $P_{2.2}$ нахождения АЛ в состоянии отказа "2.2", когда отказал участок 2, а участок 1 простаивает, так как бункер полон и не принимает детали, обработанные на участке 1:

$$P_{2.2} = \frac{\lambda_2}{\mu_2}P_2 + P_0\left\{\frac{(q_1-q_2)}{\mu_2}\frac{\lambda_2}{q_2}T_> e^{-\psi_> z_{\max}(\tau_2-\tau_1)} + \frac{\lambda_2}{q_2}\left(\frac{q_2}{\mu_2}-\frac{q_1-q_2}{\mu_2}T_>\right)e^{\omega_> z_{\max}\tau_2}\right\}.$$

Переписав уравнение (4) в виде $P_{1.0} = \dfrac{\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_d}{\mu_1} P_0$ и подставив значение λ_d, получим формулу для определения вероятности $P_{1.0}$ нахождения АЛ в состоянии отказа "1.0", когда отказал участок 1, а участок 2 простаивает, так как в бункере нет деталей:

$$P_{1.0} = P_0 \left\{ \frac{\lambda_1 + \lambda_2}{\mu_1} + \frac{(q_1 - q_2)}{\mu_1 h_2} \frac{\lambda_2}{q_2} \frac{\lambda_1}{q_2} \frac{T_>}{\omega_>} \right\}.$$

Используя условие полноты системы $P_0 + P_{1.0} + P_1 + P_{1.1} + P_{2.1} + P_2 + P_{2.2} = 1$, определим вероятность $P_0 = 1/(1 + P^*_{1.0} + P^*_1 + P^*_{1.1} + P^*_{2.1} + P^*_2 + P^*_{2.2})$, где $P^*_{1.0}$, P^*_1, ..., $P^*_{2.2}$ — значения соответствующих вероятностей без сомножителя P_0.

Таким образом, поставленная задача решена: *построено аналитическое решение для АЛ дискретного действия структуры "2 × 1" с производительностями участков $q_1 > q_2$ без учета их совместных отказов и бункера, когда к случайным процессам примешиваются детерминированные процессы, связанные с переходом системы из одного состояния в другое с интенсивностью λ_d после изготовления определенного числа деталей:*

$$\lambda_d = \frac{(q_1 - q_2)}{h_2} \frac{\lambda_2}{q_2} \frac{\lambda_1}{q_2} \frac{T_>}{\omega_>}.$$

Аналитическое решение содержит формулы для определения вероятностей: P_0, $P_{1.0}$, P_1, $P_{1.1}$, $P_{2.1}$, P_2 и $P_{2.2}$ всех состояний системы и функций p_1, $p_{1.1}$ и $p_{2.1}$ распределения деталей по уровням в бункере при его наполнении и опорожнении.

Полученное аналитическое решение для АЛ с разными производительностями участков ($q_1 \neq q_2$) является общим по отношению к решению для АЛ с одинаковыми производительностями участков ($q_1 = q_2 = q = 1$) [2], поэтому формулы, полученные в данной работе, должны переходить в формулы для АЛ с равными производительностями участков:

$$p_{1.1} = p_{2.1} = \lambda_2 P_0 e^{\omega_= z\tau};$$

$$p_1 = \lambda_2 P_0 \frac{\mu_1 + \mu_2}{\lambda_1 + \lambda_2} e^{\omega_= z\tau}. \qquad (12)$$

Убедимся в этом. Соответствующие функции в общем виде определяются формулами:

$$p_{1.1} = P_0 \left\{ \frac{\lambda_d}{q_2} e^{-\psi_> z(\tau_2 - \tau_1)} + \frac{\lambda_2}{q_2} e^{\omega_> z\tau_2} \right\};$$

$$p_{2.1} = P_0 \left\{ \frac{(q_1 - q_2)}{q_1} \frac{\lambda_2}{q_2} T_> e^{-\psi_> z(\tau_2 - \tau_1)} + \right.$$

$$\left. + \frac{\lambda_2}{q_2} \left(\frac{q_2}{q_1} - \frac{q_1 - q_2}{q_1} T_> \right) e^{\omega_> z\tau_2} \right\};$$

$$p_1 = P_0 \left\{ \frac{(q_1 - q_2)}{h_2} \frac{\lambda_2}{q_2} \frac{T_>}{q_2} h_1 e^{-\psi_> z(\tau_2 - \tau_1)} + \right.$$

$$\left. + \frac{\lambda_2}{q_2} T_> e^{\omega_> z\tau_2} \right\}.$$

Левые слагаемые всех функций, содержащие множитель $e^{-\psi_> z(\tau_2 - \tau_1)}$ с параметром

$$\psi_> = \left. \frac{q_1(\lambda_1 + \lambda_2) + \mu_2(q_1 - q_2)}{q_1(q_1 - q_2)} \right|_{q_1 = q_2} = \infty.$$

обращаются в ноль, и функции p_1, $p_{1.1}$ и $p_{2.1}$ принимают вид:

$$p_{1.1} = \frac{\lambda_2}{q_2} P_0 e^{\omega_= z\tau}; \quad p_{2.1} = \frac{\lambda_2}{q_1} P_0 e^{\omega_= z\tau};$$

$$p_1 = \frac{\lambda_2}{q_2} P_0 T_= e^{\omega_= z\tau},$$

где $T_> = \left. \dfrac{\mu_1 q_1 + \mu_2 q_2}{q_1(\lambda_1 + \lambda_2) + \mu_2(q_1 - q_2)} \right|_{q_1 = q_2 = 1} = \dfrac{\mu_1 + \mu_2}{\lambda_1 + \lambda_2}$. Поэтому $p_1 = \dfrac{\lambda_2}{q_2} P_0 \dfrac{\mu_1 + \mu_2}{\lambda_1 + \lambda_2} e^{\omega_= z\tau}$, и при условии $q_1 = q_2 = q = 1$ проверяемые формулы принимают вид формул (12).

Практическое приложение полученных результатов

Зная значения вероятностей состояний АЛ, можно определить:

1) коэффициент технического использования АЛ:

$$\eta_{ти} = P_0 + P_1 + P_{1.1} + P_2$$

$$\text{или } \eta_{ти} = 1/\left(1 + \frac{P_{1.0} + P_{2.1} + P_{2.2}}{P_0 + P_1 + P_{1.1} + P_2}\right);$$

2) коэффициент наложенных потерь участка 1 на участок 2:

$$\delta_{1 \to 2} = P_{1.0}/(P_{1.0} + P_{1.1})$$

$$\text{или } \delta_{1 \to 2} = 1/(1 + P_{1.1}/P_{1.0});$$

3) коэффициент наложенных потерь участка 2 на участок 1:

$$\delta_{2 \to 1} = P_{2.2}/(P_{2.2} + P_{2.1})$$

$$\text{или } \delta_{2 \to 1} = 1/(1 + P_{2.1}/P_{2.2}).$$

Данные коэффициенты и формулы для определения вероятностей, позволяющие исследовать, как параметры надежности участков и емкость бункера влияют на производительность системы, являются рабочим инструментом для выбора более совершенных структур АЛ уже на стадии проектирования.

Кроме того, используя приведенное в работе[1] правило: *в качестве граничной функции всегда следует выбирать функцию распределения деталей по уровням главного состояния центрального звена, которая сохраняет свою форму при любых условиях*, можно найти граничную функцию для исследования АЛ структуры "3 × 2". Это будет функция p_1, в которой опущены постоянные общие множители:

$$\bar{p}_1 = C\left\{\frac{(q_1 - q_2)}{h_2}\frac{h_1}{q_2}\,\mathrm{e}^{-\psi_> z_1(\tau_2 - \tau_1)} + \mathrm{e}^{\omega_> z_1 \tau_2}\right\}. \quad (13)$$

Для преобразования ее в граничную функцию используются граничные условия АЛ структуры "3 × 2" вида: $\lambda_3 P_{10}/q_2$, $\lambda_1 P_{21}/q_2$, $\lambda_2 P_{01}/q_1$, $\lambda_2 P_{12}/q_3$. Каждое граничное условие представляет собой интеграл функции p_1. Для первого граничного условия получим:

$$\frac{\lambda_3}{q_2}P_{10} = C\left\{\frac{(q_1 - q_2)}{h_2}\frac{h_1}{q_2}\frac{1 - \mathrm{e}^{-\psi_> z_{1-\max}(\tau_2 - \tau_1)}}{\psi_>} + \right.$$
$$\left. + \frac{\mathrm{e}^{\omega_> z_{1-\max}\tau_2} - 1}{\omega_>}\right\}.$$

Коэффициент C в формуле определяет точку начала граничной функции таким образом, чтобы граничная функция отвечала параметрам АЛ структуры "3 × 2", а индекс 1 — max при z указывает на максимальный уровень деталей в бункере 1.

Первое граничное условие $\lambda_3 P_{10}/q_2$ указывает на плотность вероятности появления первой детали в бункере 2 при отказе участка 3, когда АЛ переходит из главного состояния "10" в состояние отказа "3.11", в котором работают участки 1 и 2, поэтому в самой формуле и ее коэффициентах $\psi_>$, $\omega_>$, h_1 и h_2 значения индексов сохраняются.

Если использовать второе граничное условие $\lambda_1 P_{21}/q_2$, которое указывает на плотность вероятности для детали покинуть максимальный уровень в бункере при отказе участка 1, когда АЛ переходит из главного состояния "21" в состояние отказа "1.11", в котором работают участки 2 и 3, то индексы в соответствии с работой [3] следует заменить: 1 на 2; 2 на 3:

$$\frac{\lambda_1}{q_2}P_{21} = C\left\{\frac{(q_2 - q_3)}{h_2}\frac{h_1}{q_3}\frac{1 - \mathrm{e}^{-\psi_> z_{2-\max}(\tau_3 - \tau_2)}}{\psi_>} + \right.$$
$$\left. + \frac{\mathrm{e}^{\omega_> z_{2-\max}\tau_3} - 1}{\omega_>}\right\}.$$

Определив из этого уравнения С и подставив его в уравнение (13), получим искомую граничную функцию:

$$\bar{p}_1 = \frac{\lambda_3}{q_2}P_{10} \times$$
$$\times \frac{\dfrac{(q_1 - q_2)}{h_2}\dfrac{h_1}{q_2}\mathrm{e}^{-\psi_> z_1(\tau_2 - \tau_1)} + \mathrm{e}^{\omega_> z_1 \tau_2}}{\dfrac{(q_1 - q_2)}{h_2}\dfrac{h_1}{q_2}\dfrac{1 - \mathrm{e}^{-\psi_> z_{1-\max}(\tau_2 - \tau_1)}}{\psi_>} + \dfrac{\mathrm{e}^{\omega_> z_{1-\max}\tau_2} - 1}{\omega_>}}.$$

Аналогично определяются граничные функции для остальных граничных условий. Таким образом, создаются теоретическая и практическая базы для исследования АЛ структуры "3 × 2" с участками разной производительности $q_1 \neq q_2 \neq q_3$.

Выводы

1. Результатом работы является аналитическое решение для автоматических линий дискретного действия структуры "2 × 1", когда производительность участка 1 больше производительности участка 2 без учета их совместных отказов и бункера, т. е. когда к случайным процессам примешиваются детерминированные процессы.

2. ***В прикладном аспекте*** аналитическое решение позволило получить формулы для расчета всех характеристик автоматических линий указанного типа. Формулы позволяют исследовать, как влияют параметры надежности участков и емкость бункера на производительность системы, т. е. являются рабочим инструментом для выбора более совершенных структур АЛ уже на стадии проектирования.

3. ***В научном аспекте*** аналитическое решение представляет серьезный вклад в теорию автоматических линий — впервые найдено решение, когда число неизвестных параметров больше, чем позволяет определить математическая модель исследуемой автоматической линии. Это связано с учетом детерминированных процессов, в которых переход системы из одного состояния в другое выполняется каждый раз после изготовления определенного числа деталей.

4. Полученные формулы и результаты будут полезны фирмам, научно-исследовательским институтам и проектным организациям, связанным с разработкой, исследованием и эксплуатацией автоматических линий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Горчев В. С.** Математические основы исследования автоматических линий с накопителями деталей // Вестник машиностроения. 2008. № 2. С. 32—41.
2. **Владзиевский А. П.** Автоматические линии в машиностроении. М.: Машгиз, 1958. Кн. 1. С. 358—377.
3. **Горчев В. С.** Метод преобразования числовых значений в аналитические функции для исследования автоматических линий с накопителями деталей // Вестник машиностроения. 2003. № 2. С. 48—54.

УДК 621.9.06:621.81.002.73.001.24

Б. М. БАЗРОВ, д-р техн. наук, Н. А. РОДИОНОВА, Э. З. НАСИРОВ, кандидаты технических наук
(ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), тел.: (499) 135-55-21

Классификация базирующих элементов станочных приспособлений

Приведены факторы, влияющие на выбор базирующих элементов, их классификатор и пример выбора базирующих элементов.

Ключевые слова: базирующий элемент, заготовка, степень свободы, базирующие поверхности, классификатор.

The factors influencing on the basic blocks choice are presented. An example of the basic blocks choice and their classifier are given.

Keywords: basic blocks, degree of freedom, basic surfaces, classifier.

Базирующие элементы приспособлений для установки заготовок оказывают большое влияние на качество приспособлений. Поэтому правильный выбор их при проектировании приспособлений имеет важное значение. Базирующие элементы отличаются большим разнообразием как конструкций, так и областей применения. Разобщенная информация о них находится в многочисленных справочниках, монографиях, альбомах, рабочих материалах предприятий и учебниках, что затрудняет их поиск. Как правило, эта информация является неполной, что нередко приводит к неправильному выбору базирующих элементов.

В связи с этим актуальной является систематизация базирующих элементов с последующей их классификацией. Это позволяет обобщить имеющуюся информацию о них, осуществлять унификацию, быстро находить требуемые элементы, повышать качество приспособлений.

Следует различать базирующий элемент и конструкцию из базирующих элементов. Под базирующим элементом будем понимать элемент, контактирующий с одной поверхностью заготовки или ее частью (точкой, линией), выступающей в качестве одной из баз: опорной, направляющей, установочной, двойной опорной или двойной направляющей.

Под конструкцией из базирующих элементов будем понимать устройство, содержащее несколько базирующих элементов, которые контактируют с комплектом баз заготовки. Например, оправка (рис. 1), лишающая деталь пяти степеней свободы, является базирующим устройством, состоящим из двух базирующих элементов (торец и цилиндрическая поверхность), контактирующих с комплектом баз, состоящим из опорной и двойной направляющей баз.

Главным в базирующем элементе является опорный элемент, содержащий рабочую поверхность. В ряде случаев он может быть самим базирующим элементом.

Анализ конструкций базирующих элементов показал, что они делятся на две группы: опорные (рис. 2, *а*) и опорно-зажимные; в последнем случае базирование заготовки происходит одновременно с ее зажимом, как например, в трехкулачковом патроне (рис. 2, *б*), кулачки которого одновременно базируют и зажимают заготовку.

На выбор конструкции базирующего элемента влияют такие факторы, как число степеней свободы, которых он лишает заготовку, вид базы заготовки (явная, скрытая), геометрия заготовки, размеры и качество поверхностей заготовки, которые контактируют с опорными элементами, жесткость заготовки, ее масса и величина усилия зажима заготовки.

Рассмотрим влияние перечисленных факторов на требования к конструкции базирующих элементов.

Влияние степеней свободы, которых лишается заготовка, сказывается на конструкции базирующего элемента. При этом его конструкция зависит не только от числа этих степеней свободы, но и от того, каких степеней свободы лишается заготовка (перемещения или поворота).

На рис. 2, *а* показан опорный элемент, лишающий заготовку одной степени свободы, на рис. 3, *а* — двух степеней свободы: перемещений по осям *X* и *Z*. На рис. 3, *б* приведен пример опорного элемента, лишающего заготовку трех степеней свобо-

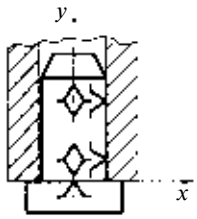


Рис. 1. Пример конструкции из базирующих элементов

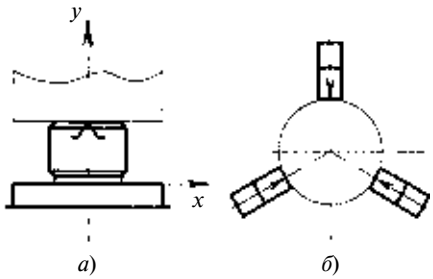


Рис. 2. Примеры базирующих элементов:
а — опорный; *б* — опорно-зажимной

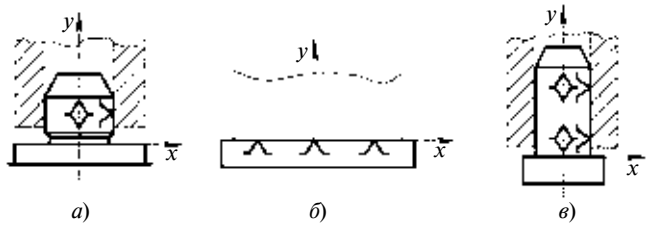


Рис. 3. Примеры опорных элементов, лишающих заготовку двух (*а*), трех (*б*) и четырех (*в*) степеней свободы

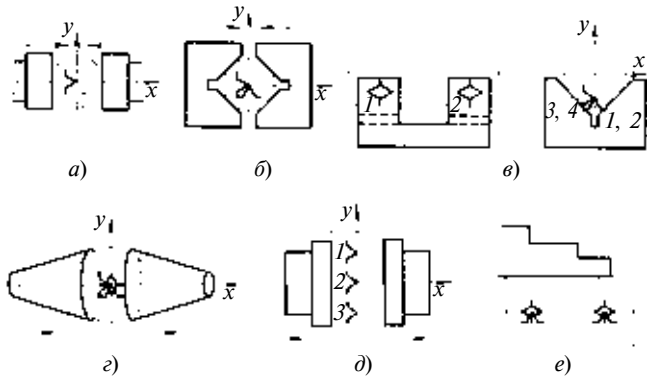


Рис. 4. Примеры базирующих элементов при установке заготовки по скрытым базам:
а — точке симметрии; *б* — центру симметрии; *в* — линии симметрии; *г* — центру симметрии в пространстве; *д* — плоскости симметрии; *е* — оси симметрии

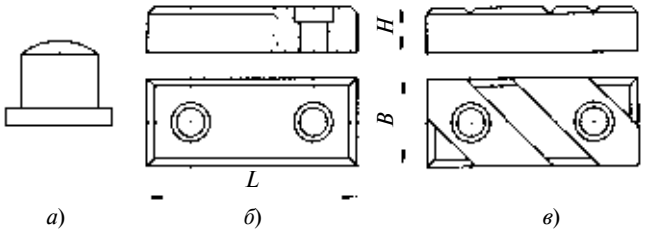


Рис. 5. Примеры базирующих элементов при базировании по поверхности заготовки с разным уровнем неровностей:
а — при больших неровностях; *б*, *в* — при небольших неровностях

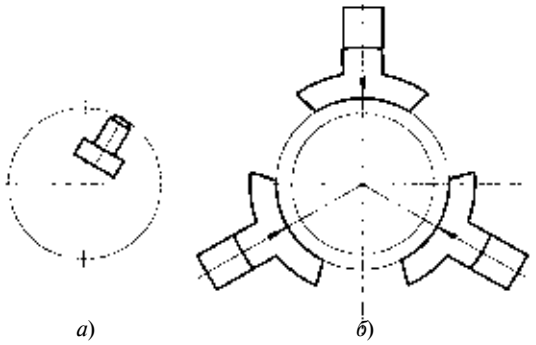


Рис. 6. Установка базирующих элементов при базировании заготовки по внутренней поверхности (*а*) и нежесткого кольца в патроне (*б*)

ды: одного перемещения по оси Y и двух вращений вокруг осей X и Z, на рис. 3, *в* — четырех степеней свободы: двух перемещений по осям X и Z и двух вращений вокруг осей X и Z.

Влияние вида базы (явная, скрытая) заготовки сказывается на конструкции базирующего элемента. Примеры конструкций базирующих элементов при базировании по явным базам приведены на рис. 3. При базировании заготовки по скрытым базам базирующие элементы представляют собой, как правило, опорно-зажимные элементы. На рис. 4 показаны базирующие элементы, с помощью которых заготовка базируется по скрытым базам. В качестве скрытой базы могут выступать: точка симметрии (ТС), лишающая заготовку одной степени свободы (см. рис. 4, *а*); центр симметрии на плоскости (ЦСП), лишающий заготовку двух перемещений (см. рис. 4, *б*), линия симметрии (ЛС), лишающая заготовку одного перемещения и одного поворота (см. рис. 4, *в*); центр симметрии в пространстве (ЦСПр), лишающий заготовку трех перемещений (см. рис. 4, *г*); плоскость симметрии (ПС), лишающая заготовку одного перемещения по одной оси и двух поворотов вокруг двух других осей (см. рис. 4, *д*); ось симметрии (ОС), лишающая заготовку двух перемещений и двух поворотов (см. рис. 4, *е*).

Наименование базы отражает ее влияние на конструкцию базирующего элемента через геометрию базы и число степеней свободы, которых лишается заготовка: опорная база (О) лишает заготовку одной степени свободы, направляющая (Н) и двойная опорная (ДО) базы — двух степеней свободы каждая, установочная база (У) — трех степеней свободы, двойная направляющая база (ДН) — четырех степеней свободы.

Влияние поверхности заготовки, выступающей в роли базы, характеризуемой геометрией, размерами, уровнем неровностей и видом поверхности, сказывается на форме и качестве рабочей поверхности опорного элемента.

При значительных макро- и микронеровностях поверхности заготовки рабочая поверхность базирующего элемента должна быть полусферической или полукруглой формы (рис. 5, *а*); при незначительных макро- и микронеровностях применяются опорные элементы с плоской рабочей поверхностью (рис. 5, *б*, *в*). Геометрическая форма поверхности заготовки тоже предъявляет соответствующие требования к форме рабочей поверхности базирующего элемента. Например, наружная цилиндрическая поверхность заготовки требует рабочей поверхности, близкой к линии или точке, а внутренняя цилиндрическая поверхность — полусферической или полукруглой формы (рис. 6, *а*) с радиусом, меньшим радиуса цилиндрической поверхности.

Влияние габаритных размеров поверхности и массы заготовки сказывается на величине площади контакта с рабочей поверхностью базирующего элемента. С ростом массы заготовки и соответственно размеров поверхности для снижения удельного давления на опоры требуется увеличить площадь рабочей поверхности базирующего элемента.

Детали с большими размерами плоской поверхности устанавливаются на пластины, которые могут быть плоскими (см. рис. 5, *б*) или плоскими с косыми пазами (см. рис. 5, *в*) для размещения стружки. Размеры стандартных пластин в зависимости от размеров поверхности заготовки находятся в пределах: ширина $B = 12 \div 35$ мм, длина $L = 40 \div 210$ мм, высота $H = 8 \div 25$ мм.

Для опорных элементов в виде пальца при массе заготовки до 5 кг диаметр пальца не превышает

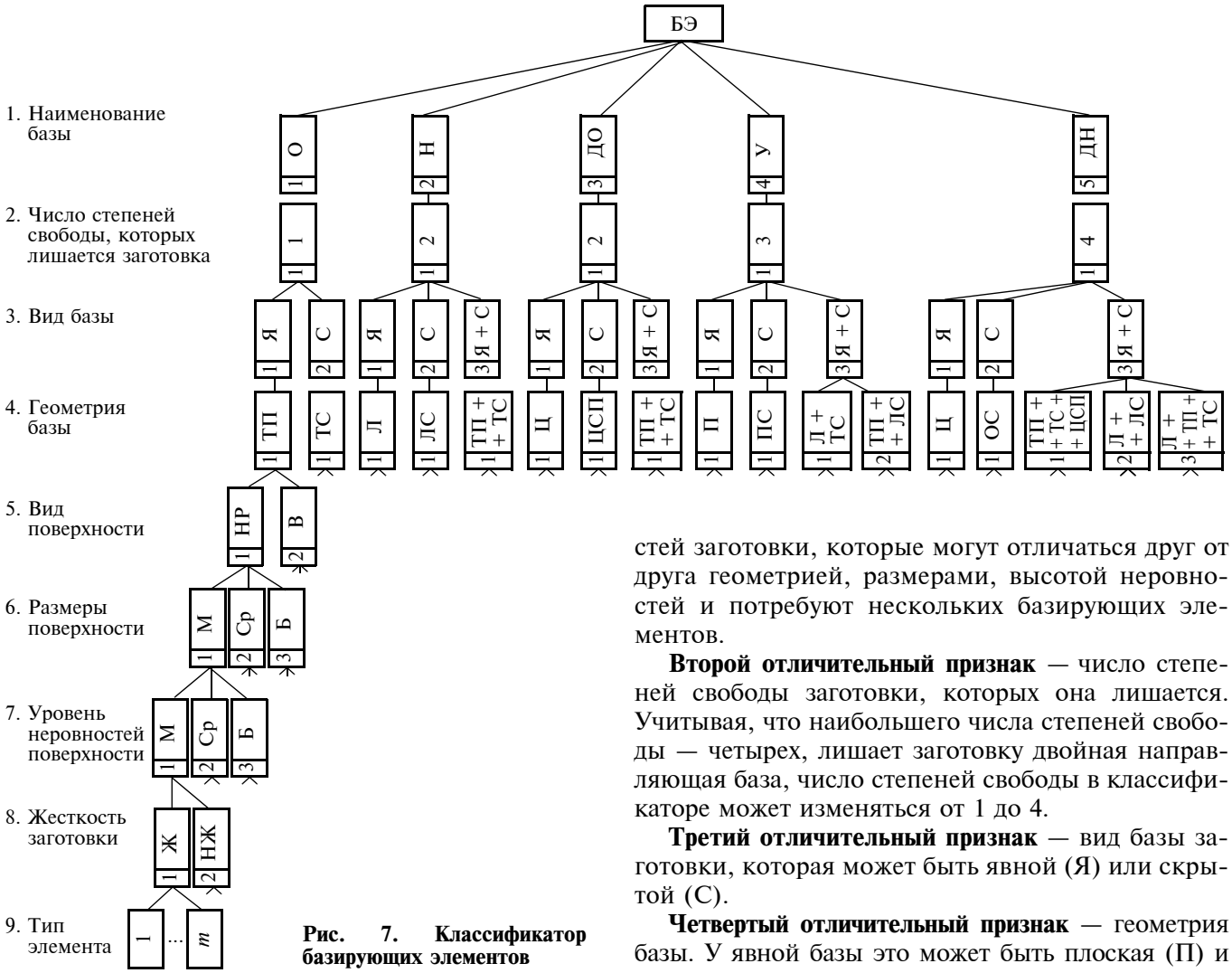


Рис. 7. Классификатор базирующих элементов

6 мм, при 15 кг — 10 мм, при 45 кг — 12 мм, при 120 кг — 16 мм и при большей массе — 20 мм.

Влияние жесткости заготовки сказывается на форме и размерах рабочей поверхности опорного элемента. В качестве примера можно привести базирование нежесткого кольца или втулки в трехкулачковом самоцентрирующем патроне. Чтобы снизить деформацию кольца в результате его зажима, каждый кулачок (опорный элемент) должен иметь рабочую поверхность в виде дуги (см. рис. 6, *б*) с радиусом, равным радиусу заготовки. Длина дуги определяется расчетом исходя из жесткости заготовки в направлении силы зажима и допустимой величины деформации.

Чтобы при проектировании приспособлений правильно и быстро выбирать базирующие элементы, учитывая влияние рассмотренных факторов, необходимо построить их классификацию в зависимости от характеристик заготовки (рис. 7).

Первый отличительный признак — наименование базы: опорная (О), направляющая (Н), двойная опорная (ДО), установочная (У) и двойная направляющая (ДН). Комплект баз в классификатор не включается в качестве отличительного признака, так как он состоит из нескольких поверхностей заготовки, которые могут отличаться друг от друга геометрией, размерами, высотой неровностей и потребуют нескольких базирующих элементов.

Второй отличительный признак — число степеней свободы заготовки, которых она лишается. Учитывая, что наибольшего числа степеней свободы — четырех, лишает заготовку двойная направляющая база, число степеней свободы в классификаторе может изменяться от 1 до 4.

Третий отличительный признак — вид базы заготовки, которая может быть явной (Я) или скрытой (С).

Четвертый отличительный признак — геометрия базы. У явной базы это может быть плоская (П) и

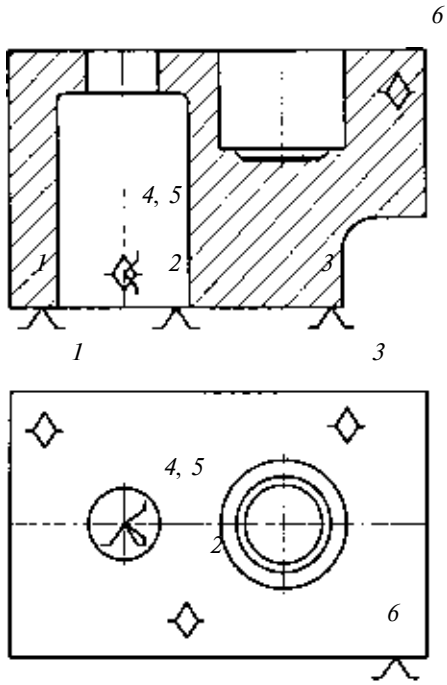


Рис. 8. Эскиз заготовки со схемой базирования:
1, 2, 3 — установочная база; *4, 5* — двойная опорная база; *6* — опорная база

База	Опорная точка	Код базирующего элемента
Установочная	1 2 3	1.1.1.1.2.2.3.1.1 1.1.1.1.2.2.3.1.1 1.1.1.1.2.2.3.1.1
Двойная опорная	4 5	3.2.2.2.2.2.3.1.1
Опорная	6	1.1.1.1.2.2.3.1.1

цилиндрическая (Ц) поверхности; у скрытой базы — точка симметрии (ТС), центр симметрии на плоскости (ЦСП), линия симметрии (ЛС), центр симметрии в пространстве (ЦСП), плоскость симметрии (ПС) и ось симметрии (ОС).

Пятый отличительный признак — вид поверхности заготовки: наружная (НР) или внутренняя (В).

Шестой отличительный признак — размеры поверхности заготовки и масса заготовки. Размеры заготовок делятся на три группы: малые (М), средние (Ср), большие (Б). В дальнейшем возможно более подробное разделение на размерные группы с указанием конкретных числовых значений.

Седьмой отличительный признак — уровень неровностей поверхности заготовки, который делится на малый (М), когда поверхность обработана, например, шлифованием, средний (Ср) — после предварительной обработки поверхности, большой (Б), когда поверхность заготовки не обработана.

Восьмой отличительный признак — заготовки жесткие (Ж) и нежесткие (НЖ).

Девятый отличительный признак — варианты конструкций базирующего элемента.

В соответствии с приведенным классификатором код базирующего элемента будет иметь вид: [1—5].[1—4].[1—3].[1—3].[1—2].[1—3].[1—3].[1—2]. [1—*m*].

С помощью предложенного классификатора каждому базирующему элементу присваивается соответствующий код. На этой основе можно создать банк базирующих элементов и информационно-поисковую систему для их выбора при проектировании приспособлений.

Конструктор, получив чертеж заготовки и схему ее базирования, после разработки принципиальной схемы приспособления переходит к выбору базирующих элементов. Зная вид и тип базы, вид, размеры и уровень неровностей поверхностей заготовки, контактирующих с опорными элементами, а также размеры, массу и жесткость заготовки, конструктор определяет в соответствии с классификатором коды требующихся базирующих элементов, по которым в базе данных находит их чертежи и при наличии вариантов выбирает наилучший.

Рассмотрим пример выбора базирующих элементов. На рис. 8 приведен эскиз заготовки со схемой ее базирования, из которой следует, что заготовка базируется основанием (установочная база), центрируется по отверстию (двойная опорная скрытая база) и точкой поверхности (опорная база). Заготовка — жесткая, с необработанными базирующими поверхностями; при этом установочной базой она устанавливается на три базирующих элемента, каждый из которых лишает ее одной степени свободы.

В соответствии с изложенным, используя классификатор, определяем коды базирующих элементов (таблица).

УДК 621.9

С. И. ПЕТРУШИН, д-р техн. наук
(Томский политехнический университет),
А. В. ПРОСКОКОВ, канд. техн. наук
(Юргинский технический институт — филиал ТПУ), e-mail: proskokov@tpu.ru

Теория несвободного резания материалов. Геометрия несвободного резания

Определены геометрические параметры инструментов, работающих по схеме несвободного резания. Предложена новая динамическая система координат и даны формулы перехода в другие системы координат. Описано сечение срезаемого слоя при несвободном резании.

Ключевые слова: несвободное резание, параметры инструментов, система координат, формулы перехода, срезаемый слой.

The geometries of tools working per restricted cutting scheme have been determined. A new dynamic coordinate system has been proposed, and conversion formulae to others coordinate systems have been given. Clipped layer section at the restricted cutting has been described.

Keywords: restricted cutting, parameters of tools, coordinate system, conversion formulae, clipped layer.

В современном машиностроении среди всех переделов основным до сих пор остается обработка резанием, обусловленная высокой точностью при сравнительно низкой энергоемкости. В то же время прогресс в области заготовительного производства, связанный с приближением формы и размеров заготовки к форме и размерам детали, меняют содержание процесса, переводя передел в чистовую и отделочную обработку. При этом значительно возрастают скорости резания при одновременном уменьшении сечения срезаемого слоя. Последнее приводит к тому, что рабочий участок режущего инструмента находится на вершинной закругленной части лезвия, т. е. реза-

ние становится более несвободным из-за увеличивающейся кривизны режущей кромки.

В данной работе под несвободным резанием понимается процесс с такими условиями деформирования срезаемого слоя, при которых очаг пластической деформации в зоне стружкообразования носит явно выраженный объемный характер. Большинство реализуемых методов резания относится к несвободному резанию, исследование которого во всей его сложности должно привести к разработке научных основ механической технологии. Попытки создания теории резания предпринимались на протяжении всей истории науки о резании материалов, они актуальны и сегодня [1]. При этом следует признать, что наиболее распространенная схема несвободного косоугольного резания инструментом с криволинейной режущей кромкой остается наиболее слабо разработанной, что тормозит дальнейшее развитие этого вида обработки.

Прежде чем приступить к вопросам механики и физики несвободного резания, необходимо уточнить ряд ключевых понятий исследуемой области, т. е. области непосредственного взаимодействия режущего инструмента и обрабатываемой заготовки. Рабочая часть любого металлорежущего инструмента представляет собой лезвие (одно или несколько), снимающее стружку с заготовки и непосредственно воспринимающее силовые и тепловые нагрузки. Поверхность лезвия, контактирующая в процессе резания со срезаемым слоем и стружкой, называется передней поверхностью, а контактирующая с поверхностями заготовки — задней поверхностью. Линия, образуемая передней и задней поверхностями, называется режущей кромкой. Точка режущей кромки, наиболее глубоко внедряемая в тело заготовки, называется вершиной лезвия. Для криволинейной режущей кромки разделение на главную и вспомогательную части теряет смысл.

При исследовании несвободного резания и определении параметров режущих инструментов используют три прямоугольные системы координат [2]: инструментальную, статическую и кинематическую. Инструментальная система координат xyz (рис. 1) с началом O в вершине лезвия ориентирована относительно геометрических элементов режущего инструмента, принятых за базу. Так как понятию "инструментальная система координат" будет ниже дан иной смысл, то введем понятие "станочная система координат", которая ориентирована в осевом, радиальном и касательном направлениях относительно вращающейся заготовки или вращающегося инструмента. Начало статической и кинематической систем координат помещено в точку A в общем случае криволинейной режущей кромки, а их ориентация связывается с направлением скорости v главного движения резания (см. рис. 1) для статической системы координат и с направлением скорости v_c результирующего движения резания для кинематической.

Для определения геометрии лезвия в направлении схода стружки введем еще динамическую систему координат (рис. 2) — прямоугольную систему координат с началом в рассматриваемой точке режущей кромки, ориентированную относительно направления начального схода стружки при несвободном резании.

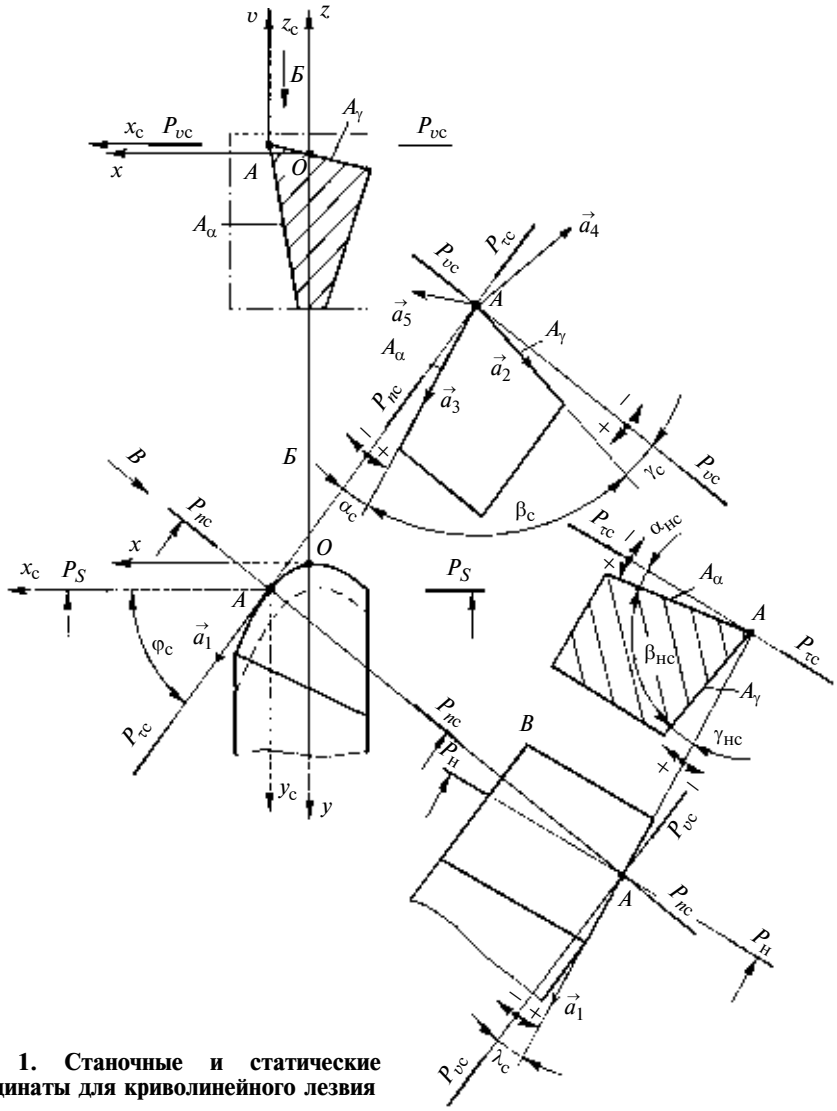


Рис. 1. Станочные и статические координаты для криволинейного лезвия

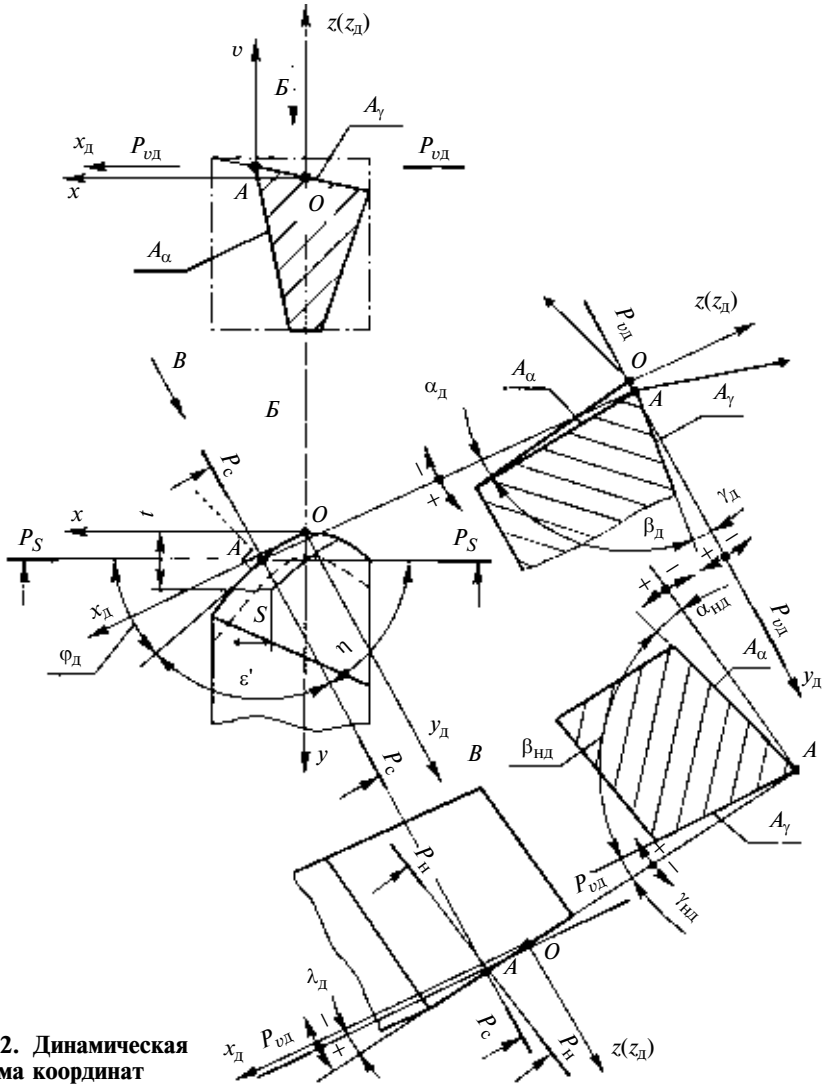


Рис. 2. Динамическая система координат

Общими для всех систем являются (см. рис. 1 и 2):

рабочая плоскость P_S, в которой расположены направления скоростей главного движения резания и движения подачи;

нормальная секущая плоскость $P_н$, перпендикулярная режущей кромке в рассматриваемой точке;

передняя поверхность лезвия A_γ инструмента, контактирующая в процессе резания со срезаемым слоем и стружкой;

задняя поверхность лезвия A_α инструмента, контактирующая в процессе резания с поверхностями заготовки.

Из рис. 1 следует, что для любого инструмента станочная (xyz) и статическая ($x_c y_c z_c$) системы координат имеют одинаковую ориентацию и переход от первой ко второй осуществляется путем параллельного переноса системы xyz из вершины лезвия O в рассматриваемую точку A криволинейной режущей кромки, для которой определяются геометрические параметры. Для этого через точку A проводят три взаимно перпендикулярные плоскости:

статическую основную плоскость P_{vc} перпендикулярно направлению скорости v главного движения резания;

статическую плоскость $P_{\tau c}$ резания касательно режущей кромке и перпендикулярно к статической основной плоскости P_{vc};

статическую главную секущую плоскость P_{nc} перпендикулярно к линии пересечения статических плоскостей — основной плоскости P_{vc} и плоскости P_{nc} резания.

В ГОСТ 25762—83, по мнению авторов данной статьи, допущена ошибка в обозначениях плоскости резания и главной секущей плоскости. Так как традиционно касательной плоскости соответствует индекс "τ", а нормальной — "n", будем использовать эти обозначения для координатных плоскостей.

На виде *Б* (вид лезвия сверху) определяется статический угол в плане φ_c, как угол в статической основной плоскости между статической плоскостью $P_{\tau c}$ резания и рабочей P_S плоскостью. Если точка A расположена правее точки O, то угол φ_c имеет отрицательное значение.

Статические главные углы режущего клина в точке A рассматриваются в статической главной секущей плоскости P_{nc} и определяются следующим образом:

статический главный задний угол α_c — угол между задней поверхностью A_α лезвия и статической плоскостью $P_{\tau c}$ резания;

статический главный передний угол γ_c — угол между передней поверхностью A_γ лезвия и статической основной плоскостью P_{vc};

статический главный угол β_c заострения — угол между передней A_γ и задней A_α поверхностями лезвия.

Согласно определению, сумма углов α_c, γ_c и β_c составляет $\pi/2$. Общепринятые знаки углов α_c и γ_c показаны на рис. 1. Если передняя и задняя поверхности лезвия отличаются от плоскости, рассматриваются углы между проведенными из точки A касательными к поверхностям A_α и A_γ.

Вид *В* позволяет определить натуральную величину статического угла λ_c наклона кромки как угла в статической плоскости $P_{\tau c}$ резания между режущей кромкой и статической основной плоскостью P_{vc}. Для криволинейной режущей кромки в точке A проведем касательную, лежащую в плоскости $P_{\tau c}$. Правило знаков для угла λ_c показано на рис. 1.

В нормальной секущей плоскости $P_н$ определяют статические нормальный передний угол $\gamma_{нс}$, нормальный задний угол $\alpha_{нс}$ и нормальный угол $\beta_{нс}$ заострения, сумма которых равна $\pi/2$.

Определения, приведенные выше для углов φ_c, α_c, γ_c, λ_c, позволяют полностью описать геометрию лезвия режущего инструмента в любой точке режущей кромки, причем вспомогательные углы φ_{1c}, α_{1c}, γ_{1c}, λ_{1c} являются избыточными. На прямолинейных участках режущей кромки они являются общими для любой точки. Сложнее, если необходимо полностью описать геометрию лезвия в статических координатах, т. е. когда и режущая кромка, и рабочие поверхности не являются плоскими. Здесь возможно несколько подходов: первый предполагает задание уравнений передней A_γ и задней A_α поверхностей в координатах xyz, а уравнение режущей кромки — линия пересечения этих поверхностей [3]; второй — численное задание топографии рабочих поверхностей и компьютерного описания геометрии лезвия [4]. Оба подхода позволяют описать геометрию лезвия любой сложности, однако имеют ряд недостатков, связанных в первом случае со сложностью аналитического описания формы реальных инструментов, а во втором — с получением приближенных решений. В работах [5, 6] предложен третий способ описания геометрии лезвия, основанный на применении математического аппарата векторной алгебры, кратко изложенный ниже.

Пусть уравнение режущей кромки в статической системе координат задано в параметрической форме:

$$\begin{cases} x = x(t); \\ y = y(t); \\ z = z(t). \end{cases} \qquad (1)$$

Проведем в выбранной точке A касательную к режущей кромке. Единичный направляющий вектор $\vec{a}_1$ этой касательной задается выражением

$$\vec{a}_1 = x'(t)\vec{i} + y'(t)\vec{j} + z'(t)\vec{k}, \qquad (2)$$

где $x'(t)$, $y'(t)$, $z'(t)$ — производные выражений (1).

С другой стороны, по определению:

$$\vec{a}_1 = \cos\lambda_c\cos\varphi_c\vec{i} + \\ + \cos\lambda_c\sin\varphi_c\vec{j} + \sin\lambda_c\vec{k}. \qquad (3)$$

Из выражений (2) и (3) имеем:

$$\varphi_c = \mathrm{arctg}[y'(t)/x'(t)];$$

$$\lambda_c = \arcsin z'(t).$$

Углы γ_c и α_c задают положения передней A_γ и задней A_α поверхностей в статической главной секущей плоскости P_{nc} (см. рис. 1). Тогда соответствующие единичные направляющие векторы, исходящие из точки A, определятся следующим образом:

для A_γ — $\vec{a}_2 = -\cos\gamma_c\sin\varphi_c\vec{i} + \cos\gamma_c\cos\varphi_c\vec{j} - \sin\gamma_c\vec{k}$;

для A_α — $\vec{a}_3 = -\sin\alpha_c\sin\varphi_c\vec{i} + \sin\alpha_c\cos\varphi_c\vec{j} - \cos\alpha_c\vec{k}$.

Положение нормали к передней поверхности в точке A определится вектором

$$\vec{a}_4 = \vec{a}_1 \times \vec{a}_2 = [-(\cos\lambda_c\sin\gamma_c\sin\varphi_c + \\ + \sin\lambda_c\cos\gamma_c\cos\varphi_c)\vec{i} + \\ + (\cos\lambda_c\sin\gamma_c\cos\varphi_c - \\ - \sin\lambda_c\cos\gamma_c\sin\varphi_c)\vec{j} + \\ + \cos\lambda_c\cos\gamma_c\vec{k}]\sqrt{1 - \sin^2\lambda_c\sin^2\gamma_c},$$

а нормаль к задней поверхности — вектором

$$\vec{a}_5 = \vec{a}_4 \times \vec{a}_1 = [(\sin\alpha_c\sin\lambda_c\cos\varphi_c + \\ + \cos\alpha_c\cos\lambda_c\sin\varphi_c)\vec{i} + \\ + (\sin\alpha_c\sin\lambda_c\sin\varphi_c - \\ - \cos\alpha_c\cos\lambda_c\cos\varphi_c)\vec{j} - \\ - \sin\alpha_c\cos\lambda_c\vec{k}]\sqrt{1 - \sin^2\lambda_c\sin^2\alpha_c}.$$

Для определения углов режущего клина в нормальной секущей плоскости справедливы выражения [3], позволяющие описать геометрию лезвия с плоской передней поверхностью в рассматриваемой точке режущей кромки в статических координатах:

$$\mathrm{tg}\alpha_н = \mathrm{tg}\alpha_c/\cos\lambda_c;$$

$$\mathrm{tg}\gamma_н = \mathrm{tg}\gamma_c\cos\lambda_c;$$

$$\beta_н = \pi/2 - \alpha_н - \gamma_н.$$

Представленная на рис. 2 динамическая система координат используется для решения следующих задач:

а) переход от схемы свободного резания к схеме несвободного резания;

б) определение передних и задних углов и углов наклона лезвия в направлении схода стружки по передней поверхности;

в) исследование процессов образования и завивания стружки, а также силового и теплового нагружений лезвия при несвободном резании.

Исходным параметром для динамической системы координат является угол начального схода стружки. Его определение, предлагаемое ГОСТом, как угла в плоскости, касательной к передней поверхности лезвия, между направлением схода стружки и следом главной секущей плоскости нельзя признать удачным. Для криволинейного лезвия имеются различные значения данного угла в точках лезвия, в то время как стружка имеет одно и то же интегральное направление схода. Поэтому авторами работы [7] предложено определение угла η схода стружки как угла в динамической основной плоскости $P_{vд}$ (см. рис. 2) между секущей плоскостью P_c схода стружки и рабочей плоскостью P_S, при этом плоскость P_c проходит через направления схода стружки и скорости резания.

Переход от статической xyz системы к динамической $x_д y_д z_д$ системе координат осуществляется поворотом вокруг оси $Oz_д$ на угол $\pi/2 - \eta$ против часовой

стрелки (см. рис. 2). Новые координаты будут иметь выражения:

$$\left.\begin{aligned} x_д &= \sin\eta x + \cos\eta y; \\ y_д &= -\cos\eta x + \sin\eta y; \\ z_д &= z. \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

С учетом выражений (4) направляющие векторы нормалей к передней ($\vec{a}_4$) и задней ($\vec{a}_5$) поверхностям лезвия находятся по формулам:

$$\vec{a}_4 = [\cos\lambda_c\sin\gamma_c\cos(\varphi_c + \eta) - \\ - \sin\lambda_c\cos\gamma_c\sin(\varphi_c + \eta)]\vec{i}_д + \\ + [\cos\lambda_c\sin\gamma_c\sin(\varphi_c + \eta) + \\ + \sin\lambda_c\cos\gamma_c\cos(\varphi_c + \eta)]\vec{j}_д + \\ + \cos\lambda_c\cos\gamma_c\vec{k}_д\cos\mu;$$

$$\vec{a}_5 = [\sin\alpha_c\sin\lambda_c\sin(\varphi_c + \eta) - \\ - \cos\alpha_c\cos\lambda_c\cos(\varphi_c + \eta)]\vec{i}_д - \\ - [\sin\alpha_c\sin\lambda_c\cos(\varphi_c + \eta]) + \\ + \cos\alpha_c\cos\lambda_c\sin(\varphi_c + \eta)]\vec{j}_д - \\ - \sin\alpha_c\cos\lambda_c\vec{k}_д\cos\mu,$$

где $\vec{i}_д$, $\vec{j}_д$ и $\vec{k}_д$ — орты динамической системы координат.

Заметим, что с введением динамической системы координат динамический задний угол $\alpha_д$ уже перестает быть главной характеристикой условий контакта между задней поверхностью и поверхностью резания на заготовке, так как в общем случае секущая плоскость P_c схода стружки неперпендикулярна к проекции режущей кромки на основную плоскость $P_д$. Чтобы одновременно рассматривать процессы, происходящие на передней и задней поверхностях при несвободном резании криволинейным лезвием, надо провести ломанное сечение через текущую кромку A: по передней поверхности до кромки параллельно плоскости P_c, а далее по нормали к режущей кромке (см. рис. 2, штриховая линия). Именно поэтому часто используемый термин "режущий клин" в данном случае надо заменить термином "режущее лезвие".

В случае несвободного косоугольного резания инструментами с криволинейной режущей кромкой стандартная система геометрических параметров (γ, λ, φ, φ_1, α, α_1) теряет первоначальный смысл, так как в каждой точке режущей кромки имеется свой набор углов, которые перестают быть константами для лезвия. Для получения минимального числа исходных данных для описания геометрии криволинейного лезвия целесообразно вернуться к предложенной еще Ф. Тейлором [8] системе ориентации плоской передней поверхности инструмента, т. е. к ее наклону на угол γ_x в координатной плоскости zOx и на угол γ_y в координатной плоскости zOy. Ориентация передней поверхности лезвия при положительных значениях данных углов показана на рис. 3. Аналогично терминам, принятым в черчении, угол γ_x будет называться фронтальным, а γ_y — профильным (по Тейлору — "угол наклона вбок" и "угол наклона назад" [8]). Для неплоской передней поверхности сложной конфигурации эти углы задают ориентацию режущей пластины в корпусе (сборные инструменты с СМП [6]).

В результате двойного поворота исходная (станочная) система координат xyz примет положение инструментальной системы координат $x_и y_и z_и$ (см. рис. 3), т. е. прямоугольной системы координат, плоскость $x_и O y_и$ которой всегда совпадает с плоской передней (или опорной) поверхностью лезвия инструмента. Формулы перехода от одной системы координат к другой имеют вид [5]:

$$\left.\begin{aligned} x_и &= x\cos\gamma_x - y\sin\gamma_x\sin\gamma_y + \\ &+ z\sin\gamma_x\cos\gamma_y; \\ y_и &= y\cos\gamma_y + z\sin\gamma_y; \\ z_и &= -x\sin\gamma_x - y\cos\gamma_x\sin\gamma_y + \\ &+ z\cos\gamma_x\cos\gamma_y. \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

Обратный переход от системы $x_и y_и z_и$ к системе xyz происходит согласно формулам:

$$\left.\begin{aligned} x &= x_и\cos\gamma_x - z_и\sin\gamma_x; \\ y &= -x_и\sin\gamma_x\sin\gamma_y + y_и\cos\gamma_y - \\ &- z_и\cos\gamma_x\sin\gamma_y; \\ z &= x_и\sin\gamma_x\cos\gamma_y + y_и\sin\gamma_y + \\ &+ z_и\cos\gamma_x\cos\gamma_y. \end{aligned}\right\} \quad (6)$$

На основании выражений (5) и (6) можно осуществить переход от предлагаемой системы геометрических параметров лезвия к стандартной. Углы λ и γ находят из выражений:

$$\sin\lambda = \cos\varphi\sin\gamma_x + \\ + \sin\varphi\cos\gamma_x\sin\gamma_y; \quad (7)$$

$$\sin\gamma = \sin\varphi\sin\gamma_x - \\ - \cos\varphi\cos\gamma_x\sin\gamma_y. \quad (8)$$

Следовательно, для любой точки криволинейной режущей кромки можно найти угол λ наклона режущей кромки и главный передний угол γ, используя известные углы φ (в плане), γ_x (фронтальный) и γ_y (профильный).

Согласно формулам (7) и (8) углы λ и γ задаются одними и теми же исходными данными, поэтому справедливо выражение

$$\sin\gamma = \sin\lambda\,\mathrm{tg}\varphi - \\ - \cos\gamma_x\sin\gamma_y\sqrt{1 + \mathrm{tg}^2\varphi}\,.$$

На рис. 4 показана зависимость переднего угла и угла наклона режущей кромки от угла в плане на радиусной части лезвия.

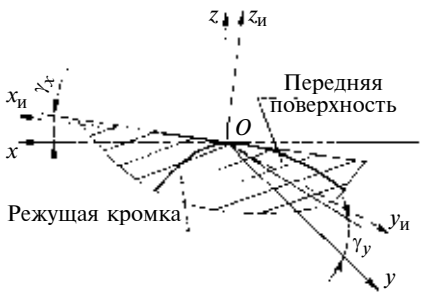


Рис. 3. Углы ориентации передней поверхности лезвия

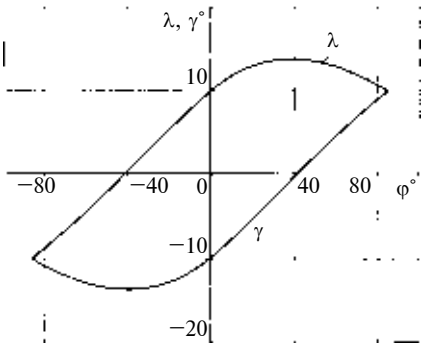


Рис. 4. Влияние угла φ на радиусной части лезвия на углы γ и λ ($\gamma_x = \gamma_y = 10°$)

Таким образом, в случае задания положения передней поверхности фронтальным и профильным углами геометрия криволинейного лезвия в каждой точке является переменной. При этом угол φ определяется формой режущей кромки в плане, а углы λ и γ становятся не задаваемыми, а расчетными параметрами.

С помощью предложенной системы определения геометрии криволинейного лезвия при несвободном косоугольном резании можно решать и задачи трансформации задних углов [6].

Таким образом, задавая уравнение режущей кромки в станочных или инструментальных координатах, можно с помощью фронтального γ_x и профильного γ_y углов решать задачи несвободного резания криволинейным лезвием.

Переход от инструментальной к динамической системе координат осуществляется по формулам [4]:

$$\left.\begin{aligned} x_д &= x_и(\cos\gamma_x\sin\eta - \\ &- \sin\gamma_x\sin\gamma_y\cos\eta) + \\ &+ y_и\cos\gamma_y\cos\eta - z_и[\sin\gamma_x(\sin\eta + \\ &+ \cos\gamma_x\sin\gamma_y\cos\eta)]; \\ y_д &= -x_и(\cos\gamma_x\cos\eta + \\ &+ \sin\gamma_x\sin\gamma_y\sin\eta) + y_и\cos\gamma_y\sin\eta + \\ &+ z_и(\sin\gamma_x\cos\eta - \cos\gamma_x\sin\gamma_y\sin\eta); \\ z_д &= x_и\cos\gamma_x\sin\gamma_x + y_н\sin\gamma_y + \\ &+ z_и\cos\gamma_x\sin\gamma_y\cos\gamma_y). \end{aligned}\right\} \quad (9)$$

Формулы обратного перехода имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} x_и &= x_д(\cos\gamma_x\sin\eta - \\ &- \sin\gamma_x\sin\gamma_y\cos\gamma) - \\ &- y_д(\cos\gamma_x\cos\eta + \sin\gamma_x\sin\gamma_y\sin\eta) + \\ &+ z_д\sin\gamma_x\cos\gamma_y; \\ y_и &= x_д\cos\gamma_y\cos\eta + \\ &+ y_д\cos\gamma_y\sin\eta + z_д\sin\gamma_y; \\ z_и &= -x_д(\sin\gamma_x\sin\eta + \\ &+ \cos\gamma_x\sin\gamma_y\cos\eta) + \\ &+ y_д(\sin\gamma_y\cos\eta - \\ &- \cos\gamma_x\sin\gamma_y\sin\eta) + z_д\cos\gamma_x\cos\gamma_y. \end{aligned}\right\}$$

По формулам (7) можно определить значение динамического переднего угла $\gamma_д$ (см. рис. 2) как угла в секущей плоскости $P_с$ схода стружки между осью $y_д$ динамической системы координат и передней поверхностью A_γ:

$$\cos\gamma_д = \pm\sqrt{\cos^2\gamma_y\sin^2\eta + (\cos\gamma_x\cos\eta + \sin\gamma_x\sin\gamma_y\sin\eta)^2}. \quad (10)$$

Динамический угол $\lambda_д$ наклона передней поверхности определяется как угол между осью $x_д$ динамической системы координат и передней поверхностью A_γ:

$$\cos\lambda_д = \pm\sqrt{\cos^2\gamma_y\cos^2\eta + (\cos\gamma_x\sin\eta - \sin\gamma_x\sin\gamma_y\cos\eta)^2}. \quad (11)$$

Знаки перед радикалами в формулах (10) и (11) в соответствии с рис. 3 следующие: для $\cos\gamma_д$ — "минус", для $\cos\lambda_д$ — "плюс".

Анализ выражений (10) и (11) показал, что углы $\gamma_д$ и $\lambda_д$ лезвия не зависят от формы режущей кромки, что является существенным преимуществом предложенного способа описания геометрии лезвия с помощью фронтального и профильного углов.

Схемы несвободного резания реализуются одним криволинейным лезвием, несколькими прямолинейными лезвиями или сочетанием прямолинейных и криволинейных режущих кромок. Форма сечения срезаемого слоя зависит от геометрии лезвия в плане, кинематической схемы резания, глубины резания и подачи.

На рис. 5 приведена острозаточенная форма лезвия в плане для наружного продольного точения при $\gamma_x = \gamma_y = 0$. Так как $\lambda = 0$, то имеем схему несвободного ортогонального резания. Уравнения режущих кромок в станочной системе координат имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} y &= \mathrm{tg}\varphi x \text{ при } x \geqslant 0; \\ y &= -\mathrm{tg}\varphi_1 x \text{ при } x < 0. \end{aligned}\right\} \quad (12)$$

Здесь φ_1 — вспомогательный угол в плане.

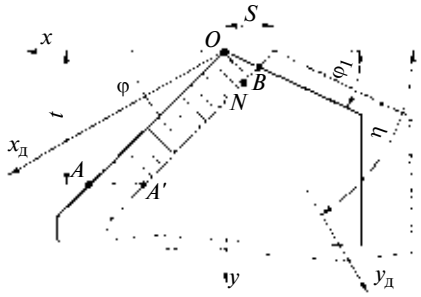


Рис. 5. Сечение срезаемого слоя для схемы несвободного ортогонального резания острозаточенным лезвием

Уравнения предыдущего положения режущих кромок:

$$\left.\begin{aligned} y &= \mathrm{tg}\varphi(x + S) \text{ при } x \geqslant -S; \\ y &= -\mathrm{tg}\varphi_1(x + S) \text{ при } x < -S. \end{aligned}\right\} \quad (13)$$

Узловые точки сечения срезаемого слоя имеют координаты:

$$A(t\mathrm{ctg}\varphi;\ t\};\ A'\{t\mathrm{ctg}\varphi - S;\ t\};$$

$$B\left\{-\frac{S\mathrm{tg}\varphi}{\mathrm{tg}\varphi + \mathrm{tg}\varphi_1};\ \frac{S\mathrm{tg}\varphi\mathrm{tg}\varphi_1}{\mathrm{tg}\varphi + \mathrm{tg}\varphi_1}\right\}.$$

Из рис. 5 следует, что на большей длине главной режущей кромки толщина срезаемого слоя согласно определению постоянна и имеет вид:

$$a = S\sin\varphi. \quad (14)$$

Ширину срезаемого слоя для участка поверхности резания, прилежащего к главной режущей кромке, находят по формуле

$$b = t/\sin\varphi.$$

Площадь срезаемого слоя определяется площадью $AOBA'$:

$$f = tS - \frac{S^2\mathrm{tg}\varphi\mathrm{tg}\varphi_1}{2(\mathrm{tg}\varphi + \mathrm{tg}\varphi_1)}.$$

При несвободном резании часто рассматривают сечение срезаемого слоя в направлении схода стружки. Перейдя к динамической системе координат и используя формулы (9) перехода, получим следующие координаты узловых точек срезаемого слоя:

$$\left.\begin{aligned} &A\{t(\sin\eta\mathrm{ctg}\varphi + \cos\eta);\ t(\sin\eta - \cos\eta\mathrm{ctg}\varphi)\}; \\ &B\left\{\frac{S\mathrm{tg}\varphi(\cos\eta\mathrm{tg}\varphi_1 - \sin\eta)}{\mathrm{tg}\varphi + \mathrm{tg}\varphi_1};\ \frac{S\mathrm{tg}\varphi(\cos\eta + \mathrm{tg}\varphi_1\sin\eta)}{\mathrm{tg}\varphi + \mathrm{tg}\varphi_1}\right\}; \\ &A'\{t(\mathrm{ctg}\varphi\sin\eta + \cos\eta) - S\sin\eta;\ t(\sin\eta - \mathrm{ctg}\varphi\cos\eta) + S\cos\eta\}. \end{aligned}\right\} \quad (15)$$

Толщина срезаемого слоя в направлении схода стружки изменяется следующим образом (см. рис. 5): от точки A до точки A' она линейно увеличивается от нуля до значения, определяемого уравнением

$$a = S\sin\varphi/\sin(\varphi + \eta). \qquad (16)$$

Далее толщина срезаемого слоя остается постоянной до точки O, а от точки O до точки B линейно уменьшается до нуля.

Общая ширина срезаемого слоя от A до B определяется выражением:

$$b' = t(\sin\eta\,\mathrm{ctg}\varphi + \cos\eta) - \frac{S\mathrm{tg}\varphi(\cos\eta\,\mathrm{tg}\varphi - \sin\eta)}{\mathrm{tg}\varphi + \mathrm{tg}\varphi_1}.$$

В общем случае в резании материала участвуют прямолинейные участки главного и вспомогательного режущих лезвий, а также закругленная по радиусу r вершина (рис. 6).

Уравнения режущих кромок в плане в системе xOy имеют вид:

$$y(x) = \begin{cases} \mathrm{tg}\varphi x + r(1 - \cos\varphi - \mathrm{tg}\varphi\sin\varphi) \text{ при } x > r\sin\varphi; \\ r - \sqrt{r^2 - x^2} \text{ при } r\sin\varphi > x \geqslant -r\sin\varphi_1; \\ -\mathrm{tg}\varphi_1 x + r(1 - \cos\varphi_1 - \mathrm{tg}\varphi_1\sin\varphi_1) \\ \text{при } x < -r\sin\varphi_1. \end{cases} \qquad (17)$$

Уравнение предыдущего положения режущих кромок:

$$y(x) = \begin{cases} \mathrm{tg}\varphi(x + S) + r(1 - \cos\varphi - \mathrm{tg}\varphi\sin\varphi) \\ \text{при } x > r\sin\varphi - S; \\ r - \sqrt{r^2 - (x + S)^2} \\ \text{при } r\sin\varphi > x > -r\sin\varphi_1 - S; \\ -\mathrm{tg}\varphi_1(x + S) + r(1 - \cos\varphi_1 - \mathrm{tg}\varphi_1\sin\varphi_1), \\ \text{при } x < -r\sin\varphi_1 - S. \end{cases} \qquad (18)$$

Координаты узловых точек (см. рис. 6):

$$A\left\{\frac{(t - r)\cos\varphi + r}{\sin\varphi};\ t\right\} \text{ при } t > r\cos\varphi;$$

$$A\{\sqrt{2rt - t^2};\ t\} \text{ при } t < r\cos\varphi;$$

$$A'\left\{\frac{(t - r)\cos\varphi + r}{\sin\varphi} - S;\ t\right\} \text{ при } t > r\cos\varphi;$$

$$A'\{\sqrt{2rt - t^2} - S;\ t\} \text{ при } t < r\cos\varphi;$$

$$C\{r\sin\varphi;\ r(1 - \cos\varphi)\};\ C'\{r\sin\varphi - S;\ r(1 - \cos\varphi)\};$$

$$B\left\{-\frac{S}{2};\ r - \sqrt{r^2 - \frac{S^2}{4}}\right\}.$$

Площадь слоя, срезаемого закругленной вершиной, рассчитывается по формуле $f = S\left[t - \frac{1}{3}\left(r - \sqrt{r^2 - \frac{S^2}{4}}\right)\right]$.

В динамической системе координаты узловых точек имеют следующий вид:

$$x_{2A} = \begin{cases} \dfrac{(t - r)\cos\varphi + r}{\sin\varphi}\sin\eta + t\cos\eta \text{ при } t > r\cos\varphi; \\ \sqrt{2rt - t^2}\sin\eta + t\cos\eta \text{ при } t > r\cos\varphi; \end{cases}$$

$$y_{2A} = \begin{cases} -\dfrac{(t - r)\cos\varphi + r}{\sin\varphi}\cos\eta + t\sin\eta \text{ при } t > r\cos\varphi; \\ -\sqrt{2rt - t^2}\cos\eta + t\sin\eta \text{ при } t < r\cos\varphi; \end{cases}$$

$$x_{2A'} = \begin{cases} \left[\dfrac{(t - r)\cos\varphi + r}{\sin\varphi} - S\right]\sin\eta + t\cos\eta \\ \text{при } t > r\cos\varphi; \\ (\sqrt{2rt - t^2} - S)\sin\eta + t\cos\eta \text{ при } t < r\cos\varphi; \end{cases}$$

$$y_{2A'} = \begin{cases} \left[S - \dfrac{(t - r)\cos\varphi + r}{\sin\varphi}\right]\cos\eta + t\sin\eta \\ \text{при } t > r\cos\varphi; \\ (S - \sqrt{2rt - t^2})\cos\eta + t\sin\eta \text{ при } t > r\cos\varphi; \end{cases}$$

$$x_{2C} = r\sin\varphi\sin\eta + r(1 - \cos\varphi)\cos\eta;$$

$$y_{2C} = -r\sin\varphi\cos\eta + r(1 - \cos\varphi)\sin\eta;$$

$$x_{2C'} = (r\sin\varphi - S)\sin\eta + r(1 - \cos\varphi)\cos\eta;$$

$$y_{2C'} = (S - r\sin\varphi)\cos\eta + r(1 - \cos\varphi)\sin\eta;$$

$$x_{2B} = -\frac{S}{2}\sin\eta + \left(r - \sqrt{\frac{S^2}{4}}\right)\cos\eta;$$

$$y_{2B} = \frac{S}{2}\cos\eta + \left(r^2 - \sqrt{\frac{S^2}{4}}\right)\sin\eta.$$

Как и для острозаточенной вершины, толщина a' срезаемого слоя также является величиной переменной, и при $t > r\cos\varphi$ она рассчитывается по формуле (16).

При решении задач, связанных с образованием стружки, при расчете силы резания и температуры резания, износа лезвия при несвободном резании необходимо знать не сечение срезаемого слоя в плоскости xOy, а его проекцию на переднюю поверхность инструмента. Если для острозаточенной вершины воспользоваться выражениями (5), то первые уравнения в системах уравнений (12) и (13) при $z_и = 0$, будут иметь вид:

$$y_и = x_и\frac{\sin\gamma_x\sin\gamma_y + \mathrm{tg}\varphi\cos\gamma_x}{\cos\gamma_y}; \qquad (19)$$

$$y_и = x_и\frac{\sin\gamma_x\sin\gamma_y + \mathrm{tg}\varphi\cos\gamma_x}{\cos\gamma_y} + \frac{S\mathrm{tg}\varphi}{\cos\gamma_y}. \qquad (20)$$

Выражения (19) и (20) представляют собой проекции текущего и предыдущего положений главной режущей кромки на плоскую переднюю поверхность, положение которой задано фронтальным γ_x и профильным γ_y углами. Расстояние между ними по нормали определит проекцию толщины a' стружки на переднюю поверхность:

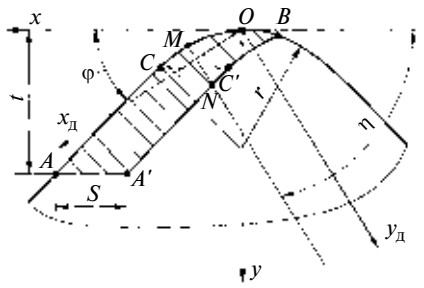


Рис. 6. Сечение срезаемого слоя для закругленного лезвия

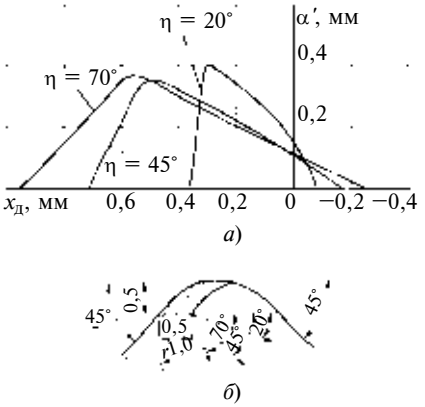


Рис. 7. Влияние угла η схода стружки на толщину *a′* срезаемого слоя (*а*) и параметры процесса (*б*) (φ = 45°; *r* = = 1,0 мм; *S* = 0,5 мм/об; *t* = 0,5 мм)

$$a' = \frac{S\mathrm{tg}\varphi}{\cos\gamma_y}\cos\varphi'; \qquad (21)$$

где $\varphi' = \mathrm{arctg}\dfrac{\sin\gamma_x\sin\gamma_y + \mathrm{tg}\varphi\cos\gamma_x}{\cos\gamma_y}$.

При $\gamma_x = \gamma_y = 0$ формула (21) совпадает с формулой (14).

Направление схода стружки, задаваемое в станочных координатах xyz уравнением $y = -x\mathrm{tg}\eta$ (см. рис. 5), в плоскости передней поверхности будет определяться прямой:

$$y_3 = x_3\frac{\sin\gamma_x\sin\gamma_y - \mathrm{tg}\eta\cos\gamma_x}{\cos\gamma_y}. \qquad (22)$$

Решая уравнения (22), (19), получим координаты точки N (см. рис. 6). Тогда толщина a'_1 срезаемого слоя на передней поверхности в направлении схода стружки определится длиной отрезка MN:

$$a'_1 = \frac{S\mathrm{tg}\varphi\sqrt{\cos^2\gamma_y + (\cos\gamma_x\mathrm{tg}\eta - \sin\gamma_x\sin\gamma_y)^2}}{\cos\gamma_x\cos\gamma_y \times (\mathrm{tg}\varphi + \mathrm{tg}\eta)}. \qquad (23)$$

Выражение (23) при $\gamma_x = \gamma_y = 0$ совпадает с выражением (16).

В случае криволинейного лезвия аналитические выражения для расчета толщины среза в направлении схода стружки громоздкие. Поэтому здесь целесообразно применять численные методы, задаваясь положением текущей точки M лезвия (см. рис. 6), через которую проведем линию схода стружки, определяемую уравнением

$$v - y_M = -\mathrm{tg}\eta(x - x_M). \qquad (24)$$

Решив равенство (24) совместно с выражением (18), получим координаты точки N на предыдущем положении лезвия. Тогда толщина срезаемого слоя в точке M определится, как расстояние между этими точками:

$$a' = \sqrt{(x_M - x_N)^2 + (y_N - y_M)^2}. \qquad (25)$$

На рис. 7 приведены результаты расчета по формуле (25) толщины срезаемого слоя на криволинейном участке лезвия для трех значений угла η схода стружки. Очевидно, что с изменением направления схода стружки меняются не только абсолютные значения толщины срезаемого слоя, но и характер ее изменения вдоль лезвия, что не может не повлечь за собой изменений распределения силовых и тепловых контактных нагрузок.

Определение проекции толщины a'_1 среза на плоскую переднюю поверхность, которая задает длину контакта стружки, выполняется по формуле (5) перехода к координатам точек M и N. Расчеты показали, что увеличение a'_1 по сравнению с a' для углов γ и λ не имеет значения. Так, при изменении фронтального угла γ_x в пределах ± 20° оно составляет 3÷4 %. Однако при определении длины контакта стружки с передней поверхностью и для инструментов с бóльшими углами γ и λ эту разницу необходимо учитывать.

Ширина срезаемого слоя, задающая ширину стружки при несвободном резании закругленным лезвием, находится по формуле

$$b' = \begin{cases} \left[\dfrac{(t-r)\cos\varphi + r}{\sin\varphi} + \dfrac{S}{2}\right]\sin\eta + \\ \left(t - r + \sqrt{r^2 - \dfrac{S^2}{4}}\right)\cos\eta \\ \text{при } t > r\cos\varphi; \\ \left(\sqrt{2rt - t^2} + \dfrac{S}{2}\right)\sin\eta + \\ + \left(t - r + \sqrt{r^2 - \dfrac{S^2}{4}}\right)\cos\eta \\ \text{при } t < r\cos\varphi. \end{cases}$$

Аналогичным образом определяются параметры сечения срезаемого слоя для любой формы режущей кромки. В общем случае можно задавать координаты точек кромки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Воронцов А. Л., Султан-Заде Л. Н., Албагачиев А. Ю.** Новая теория резания / Справочник. Приложение // Инженерный журнал. № 9. 2007. С. 1—25.

2. **ГОСТ 25762—85.** Обработка резанием. Термины, определения и обозначения общих понятий. М.: Изд-во стандартов, 1983. 41 с.

3. **Грановский Г. И.** Кинематика резания. М.: Машгиз, 1948. 200 с.

4. **Вальтер А. В.** Программное обеспечение автоматизированного анализа кинематики процесса резания // Обработка металлов. 2008. № 1. С. 18, 19.

5. **Петрушин С. И.** Основы формообразования резанием лезвийными инструментами. Томск: Изд-во ТПУ, 2003.

6. **Петрушин С. И., Баканов А. А., Махов А. В.** Геометрический анализ конструкций сборных режущих инструментов со сменными многогранными пластинами. Томск: Изд-во ТПУ, 2008. 101 с.

7. **Петрушин С. И., Проскоков А. В.** Форма криволинейного лезвия инструмента и направление схода стружки при косоугольном резании // СТИН. 2003. № 12. С. 26—29.

8. **Тейлор Ф.** Искусство резать металлы // Издание инженера Л. А. Левенстерна "Русская скоропечатня". 1909. 357 с.

УДК 621.822-412.002.62

А. В. КОРОЛЁВ, д-р техн. наук, В. В. БОЛКУНОВ, канд. техн. наук,
А. А. КОРОЛЁВ, д-р техн. наук (Саратовский ГТУ),
e-mail: kor_science@rambler.ru

Технология безотходного разделения на штучные заготовки

Приведены результаты экспериментальных исследований безотходной технологии разделения штучных заготовок типа колец с наложением на инструмент ультразвуковых колебаний. Исследовали одноразломные наружные кольца шарнирных подшипников. Исследования проводили на ультразвуковом полуавтомате типа ПАРК.

Ключевые слова: разлом, кольцо подшипника, шарнирный подшипник, ультразвук, ультразвуковой разлом, ультразвуковой полуавтомат.

Experimental investigation results of the waste less separation technology of ring type piece blanks with application on the tool of ultrasonic oscillations are presented. Particularly, the mono-braking outer races of pivoted bearings were investigated with use of the ultrasonic semiautomatic device of PARK type.

Keywords: braking, race of bearing, pivoted bearing, ultrasound, ultrasonic braking, ultrasonic semiautomatic device.

При изготовлении некоторых изделий, например колец шарнирных подшипников, роликов и др. технологический разлом заготовки является определяющей операцией технолотического процесса. Использование разлома может стать основой создания новых улучшенных конструкций изделий. Так, до недавнего времени большинство подшипниковых заводов выпускали шарнирные подшипники по ГОСТ 3635 с пазами в наружных кольцах и лысками на сфере внутренних колец, предназначенными для сборки подшипников. Однако более перспективной является конструкция шарнирного подшипника с наружным кольцом, имеющим всего один качественно выполненный разлом, наличие которого позволяет существенно снизить трудоемкость изготовления подшипников и повысить их качество, в том числе точность сопряжения наружного и внутреннего колец.

Многие отечественные и зарубежные фирмы эффективно используют технологический разлом при изготовлении не только шарнирных подшипников, но и других изделий, например, шариковых подшипников со сплошным заполнением телами качения, сферических подшипников и др. На наш взгляд, очень эффективно использовать разлом при изготовлении роликов для роликоподшипников, так как при этом отпадает необходимость в трудоемкой и экономически неэффективной операции токарной разрезки при изготовлении роликов из прутка и экономится металл. Поэтому в подшипниковом производстве технологический разлом находит все более широкое применение.

Саратовский подшипниковый завод (СПЗ) одним из первых стал эффективно применять технологический разлом колец для изготовления шарнирных подшипников. К сожалению, до недавнего времени для этой цели применялись недостаточно совершенные способы. Для разлома колец подшипников обычно применяют двустороннее сжатие. Указанная технология малоэффективна. Действительно, при разломе деталей критическим нагружением затрачивается значительная единовременная работа, а, следовательно, в значительном объеме детали возникают критические напряжения, линия разлома получается неровной, на поверхности заготовки могут появиться мелкие сколы, т. е. возникают значительные потери из-за брака.

Так, например, при разломе в пневмотисках колец подшипника ШСП50 от 10 до 35 % деталей из партии оказываются бракованными из-за некачественного разлома [1]. Иногда большие партии деталей даже после многократной термической обработки не проходят операцию разлома. Этот неисправимый брак приводит к значительным экономическим потерям.

ОАО СПЗ совместно с ООО "Научно-производственное предприятие нестандартных изделий машиностроения" (ООО НПП НИМ) тщательно исследовали различные способы разлома колец подшипников и рациональные условия их осуществления [2—4]. В результате многолетней работы были найдены рациональные условия предварительных механической и термической обработок колец шарнирных подшипников, эффективная форма, геометрические параметры и технология создания концентраторов напряжений. Кроме того, разработан новый весьма эффективный безотходный способ технологического разлома деталей типа колец подшипников и роликов [5, 6]. Сущность способа заключается в следующем: на поверхности заготовки создают концентратор напряжений; к заготовке прикладывают нагрузку, обеспечивающую в месте расположения концентратора напряжений изгибающий момент, при котором растягивающие напряжения не превышают предела упругости материала, а в заготовке возбуждают ультразвуковые колебания.

На рис. 1 изображена схема разлома кольцевых деталей, на рис. 2 — схема разлома стержней. На торец заготовки *1* (см. рис. 1), представляющей собой наружное кольцо шарнирного подшипника, наносят концентратор *3* на-

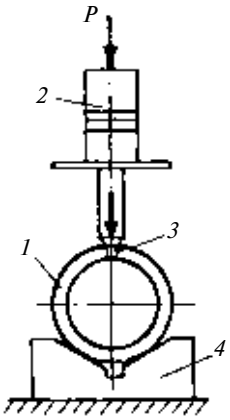


Рис. 1. Схема разлома кольцевых деталей:
1 — разламываемая деталь; *2* — волновод; *3* — концентратор напряжений; *4* — призма

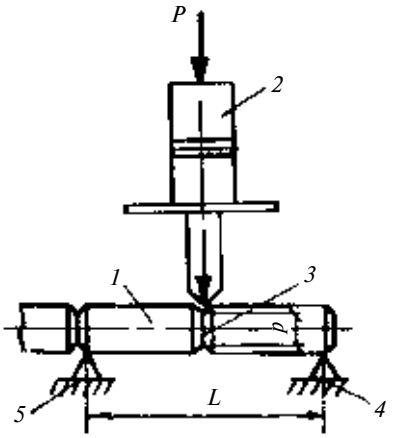


Рис. 2. Схема разлома стержней:
1 — заготовка; *2* — волновод; *3* — концентратор напряжений; *4*, *5* — опоры

пряжения в виде острой царапины или канавки. Заготовку устанавливают в призму *4*. К месту расположения концентратора напряжений подводят волновод *2*, к которому прикладывают внешнюю радиальную нагрузку *P*, создающую в этом месте напряжения, равные или меньшие предела текучести. От ультразвукового генератора (не показан) заготовке *1* через волновод *2* передают ультразвуковые колебания, которые и вызывают разрушение кольца в плоскости расположения концентратора напряжений.

При разломе стержня *1* (см. рис. 2) на его поверхность наносится риска *3*, являющаяся концентратором напряжений. Стержень закрепляют в опорах *4* и *5*, находящихся на расстоянии *L* друг от друга, и к нему в месте расположения концентратора *3* прикладывают нагрузку *P*, создающую изгибающий момент. От источника *2* к заготовке *1* в месте расположения концентратора *3* напряжений подаются ультразвуковые колебания, которые вызывают разрушение заготовки.

Основное преимущество этого способа перед традиционно используемым заключается в том, что вследствие локальной передачи заготовке технологической энергии и создания в заготовке напряжений ниже предела упругости в процессе разлома затрачивается небольшая единовременная работа. Поэтому критические напряжения сосредоточиваются в малом объеме заготовки возле концентратора напряжений. Линия разлома проходит через дефекты материала заготовки, сосредоточенные в узком поле деформаций, следовательно, линия разлома получается более прямолинейной, отчего снижается вероятность появления крупных дефектов в виде сколов. В процессе разлома заготовка не теряет свои форму и размеры и не возникает опасность разлома вне плоскости расположения концентратора напряжений. Ввиду действия случайных факторов сила, при которой заготовки разламываются с первого раза, является случайной величиной. Исследованиями установлено, что распределение значений разрушающей внешней нагрузки соответствует закону Релея [2].

Результаты экспериментальных исследований подтверждают

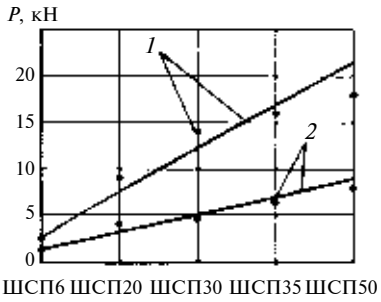


Рис. 3. Потребная сила разлома при статическом (*1*) и ультразвуковом (*2*) нагружении:
точки — опытные данные; линии — расчетные данные

теоретические данные (табл. 1). Обработка результатов исследований показала, что различия между расчетными и экспериментальными значениями потребной нагрузки статистически незначимы. Максимальное отклонение экспериментальных значений усилия разлома от расчетного не превышает 30 %, что вполне допустимо, так как среднее квадратическое отклонение значений усилия разлома велико из-за непостоянства геометрических параметров концентратора напряжений и механических свойств материала образцов.

По результатам исследования среднего значения силы *P* разлома колец с наложением и без наложения ультразвуковых колебаний (рис. 3) видно, что потребное усилие при ультразвуковом разломе в 2,5÷3 раза меньше, чем при статическом разломе. Это обеспечивает повышение качества разлома и экономию электроэнергии.

Одним из существенных показателей качества процесса разлома является отклонение после

Таблица 1

Экспериментальные и расчетные числа разрушенных колец при разной разрушающей нагрузке *P*

P, МН	Число разрушенных колец в партии				
	1	2	3	суммарное	расчетное
15	—	—	4	4	9
20	11	19	18	48	38
25	12	20	—	32	25
30	4	4	—	8	13
35	—	—	—	—	5

него геометрической формы колец подшипников от правильной. Практика показывает, что погрешности геометрической формы наружной и внутренней поверхностей деталей после разлома, выполненного традиционным способом в тисках, возрастают в 2,5÷4 раза по сравнению с исходными погрешностями. После ультразвукового разлома отклонения от круглости были существенно меньше, чем при традиционном разломе. Причем, чем меньше было усилие разлома, тем меньше получали и отклонение от круглости.

Однако сравнивая экспериментальные данные, заметили, что остаточная деформация колец в виде отклонения от круглости значительно превышала деформацию колец в процессе разлома. Поэтому уменьшение величины отклонения от круглости при ультразвуковом разломе можно объяснить не только меньшей деформацией колец, но и влиянием на внутренние напряжения в них ультразвуковых колебаний. Распределение величины отклонения от круглости в различных партиях колец при их обработке в одинаковых условиях значительно колеблется. Исследования показали, что подавляющее большинство колец после ультразвукового разлома имеют отклонение от круглости в пределах 20 мкм, что вполне допустимо и обеспечивает высокое качество разлома.

Из сводных сравнительных результатов статического и ультразвукового разломов (табл. 2) видно, что после разлома наблюдается увеличение отклонения диаметров наружной и внутренней поверхностей колец. После ультразвукового разлома отклонение от круглости колец значительно меньше, чем после статического разлома в тисках. С одной стороны, этот результат можно объяснить тем, что при ультразвуковом разломе используется меньшая нагрузка на кольца и, следовательно, они меньше деформируются в процессе разлома. Однако деформация колец в процессе разлома значительно меньше отклонения от круглости колец, поэтому указанный фактор вряд ли является преобладающим. На наш взгляд, полученные результаты можно объяснить следующим.

Таблица 2

Отклонения от круглости поверхностей колец шарнирных подшипников ШСП 50.02 до и после статического и ультразвукового разломов при нагрузке 8400 Н

Отклонение	Поверхность	Разлом	
		в тисках	ультразвуковой
Среднее	Наружная Внутренняя	3,7/15,5 5,6/15,3	2,1/6,8 3,3/7,7
Среднеквадратическое	Наружная Внутренняя	1,3/4,8 1,7/4,5	0,7/3,1 1,4/3,5

Примечание. В числителе приведены данные до, а в знаменателе после разлома.

Кольца подшипников после термообработки и последующей механической обработки имеют существенные остаточные напряжения, которые весьма неравномерно распределены в их объеме. Вследствие малой жесткости колец после разлома под действием перераспределения остаточных напряжений происходит деформация колец, отчего и возникает отклонение от круглости. При ультразвуковом разломе помимо снижения деформации колец возникает вторичный эффект — частичная релаксация остаточных напряжений в кольцах. Известно, что при виброобработке деталей ударным воздействием, встряхиванием, обдувкой дробью и т. д. напряжения в заготовках деталей существенно уменьшаются. В этом отношении ультразвуковая обработка особенно эффективна, так как энергия сообщается заготовке малыми дозами, что снижает вероятность увеличения напряжения под ее действием. С другой стороны, высокая частота колебаний позволяет в короткое время сообщить заготовке достаточно большую энергию для релаксации остаточных напряжений.

Наиболее отчетливо качество колец после ультразвукового разлома проявляется в уменьшении брака по сколам и разрушений колец в процессе сборки. О качестве разлома можно судить по непрямолинейности линии разлома и ее отклонению от образующей.

На рис. 4 показаны, например, фотографии двух колец: после традиционного разлома в пневмотисках (рис. 4, *а*) и после ультразвукового разлома (рис. 4, *б*). Как видим, после традиционного статического разлома в пневмотисках линия разлома кольца располагается под большим углом к его образующей, а после ультразвукового разлома эта линия проходит вдоль образующей кольца. Это подтверждает сделанный вывод о том, что если единовременная работа разрушения мала, то и качество обработки будет более высоким, так как в разломе участвует меньший объ-

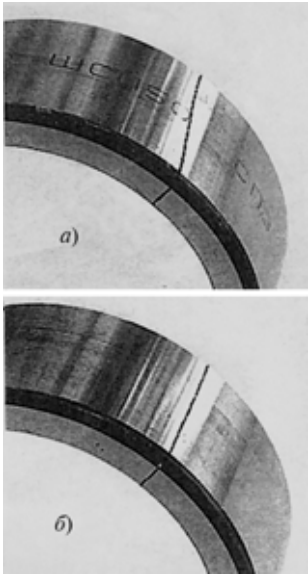


Рис. 4. Места разлома колец ШСП 50.02:
а — статический разлом в тисках; *б* — ультразвуковой разлом

ем заготовки и, следовательно, вероятность появления крупных дефектов материала в этом объеме меньше.

Таким образом, технология ультразвукового разлома колец обеспечивает более высокое качество обработки, чем технология обычного статического разлома сжатием колец до критических напряжений. При этом резко уменьшается брак, снижаются требования к предшествующей термической обработке и качеству материала колец, разлом получается более ровный и без сколов, геометрические параметры колец после разлома существенно улучшаются.

Выполненные исследования легли в основу создания и широкого применения в производстве подшипников технологического оборудования нового класса. В ОАО СПЗ из оборудования этого класса одними из первых были внедрены полуавтоматы ПАРК-1, ПАРК-2 и ПАРК-3 конструкции ООО НПП НИМ, созданные при активном участии авторов статьи. Один из них — ПАРК-3 представлен на рис. 5. Полуавтоматы типа ПАРК предназначены для разлома колец шарнирных подшипников в одной плоскости с воздействием ультразвуковых колебаний. Их можно использовать в цехах, специализирующихся на выпуске шарнирных подшипников, в конструкции которых предусмотрен разлом.

Цикл работы полуавтомата типа ПАРК включает:

установку заготовки в призму с ориентацией концентратора напряжений в сторону рабочего органа — ультразвуковой головки;

подачу ультразвуковой головки до касания торца волновода с деталью;

создание рабочего усилия волновода на деталь;

ультразвуковое воздействие рабочего торца волновода на деталь;

автоматический возврат ультразвуковой головки в исходное положение по истечении заданного времени или достижении заданного нижнего положения.

Рабочая подача ультразвуковой головки осуществляется пневмогидроцилиндром, установленным в станине станка. Рабочее усилие создается регулировкой давления воздуха в пневмоцилиндре воздушным редуктором, встроенным в блок подготовки воздуха. Ультразвуковое воздействие рабочего торца волновода на заготовку осуществляется от ультразвукового преобразователя (вибратора), закрепленного в пиноли станка, через полуволновое звено-волновод. Производительность полуавтоматов типа ПАРК несколько меньше, чем при разломе заготовки в пневмотисках, и составляет около 1000 шт./ч. Машинное время обработки одного кольца непостоянно и колеблется в пределах $1 \div 5$ с.

Ниже приведены паспортные данные полуавтомата ПАРК-3:

Диапазон диаметров обрабатываемых колец, мм	$60 \div 90$
Рабочий ход силового элемента, мм	5 ± 1
Величина установочного перемещения, мм	5 ± 1
Рабочая частота ультразвуковой головки, кГц	$22 \pm 1{,}65$
Амплитуда колебаний рабочего торца, мм	Не менее 5
Габаритные размеры полуавтомата, мм	Не более 1100 × 900 × 1000
Габаритные размеры генератора, мм	Не более 660 × 590 × 1430
Масса полуавтомата, кг	Не более 380
Масса генератора, кг	Не более 230
Ток питающей сети	Трехфазный, 380 В, 50 Гц
Потребляемая мощность, кВт	5
Давление в сети сжатого воздуха, МПа	Не менее 3

Для определения эффективности ультразвукового разлома в цехе ПР13 ОАО СПЗ был проведен разлом нескольких партий колец шарнирных подшипников. Чтобы подтвердить высокую эффективность процесса ультразвукового разлома, в качестве объекта обработки были взяты кольца шарнирных подшипников, имеющие дефекты структуры материала. Эти кольца ранее были забракованы и хранились в изоляторе, так как не поддавались качественному разлому, несмотря на то, что прошли многократный отпуск. К тому времени в изоляторе скопилось около 5000 таких колец только одного типа ШСП50, не считая множества других, также забракованных по разным причинам. Испытанию была подвергнута одна из этих партий наружных колец подшипника ШСП50 в количестве 120 шт. Разлом колец этой партии в количестве 100 шт. осуществляли на полуавтомате ПАРК-1 в присутствии приемочной комиссии. Результаты разлома колец были следующие: наличие больших сколов — 9 шт. (9 %); неудовлетворительное расположение разлома относительно торцов колец — 1 шт. (1 %); годные по разлому кольца — 90 шт. (90 %). После разлома годные кольца были направлены на сборку и обеспечили 100 %-ю комплектацию подшипников.

Рис. 5. Полуавтомат ПАРК-3

Для сравнения были взяты 20 колец из той же партии и разломаны по действующей технологии в пневмотисках. Результаты контроля качества разлома этих колец следующие: брак по сколам — 7 шт. (35 %); брак по выпадению "треугольника" —

7 шт. (35 %); "рваный" разлом после трехкратного приложения нагрузки — 4 шт. (20 %); годные по разлому — 2 шт. (10 %).

Как видно из приведенных данных, выход годных изделий при разломе по новому способу увеличился в 9 раз. Однако последующая сборка шарнирных подшипников с двумя годными кольцами, подвергнутыми разлому по действующей технологии, показала, что одно из колец в процессе сборки разломилось пополам.

На основе производственных испытаний были сделаны следующие выводы:

предлагаемая технология ультразвукового разлома позволяет проводить разлом колец в диапазоне от ШСП6 до ШСП50, т. е. пригодна для всей номенклатуры колец ОАО СПЗ;

предлагаемый способ позволяет резко снизить брак колец по разлому и полностью исключает их разрушение при сборке. Кроме того, данный способ позволяет обрабатывать кольца, которые не поддаются обработке по существующей технологии и считаются браком;

уменьшается брак в процессе сборки шарнирных подшипников, возникающий в результате вторичного разлома колец на две половины.

Технико-экономическая эффективность предлагаемого способа разлома заключается в повышении качества деталей, так как их геометрические параметры в процессе разлома изменяются и в ликвидации возможности появления брака, а также в уменьшении потребной нагрузки. Ниже приведены исходные данные для расчета экономической эффективности ультразвукового способа разлома при обработке колец шарнирных подшипников:

общий годовой объем выпуска колец при коэффициенте загрузки оборудования 0,8, шт.	3 200 000
средняя себестоимость изготовления детали, р.	25
брак при статическом разломе, %	10
брак при ультразвуковом разломе, %	1

Результаты расчета экономической эффективности ультразвуковой технологии разлома колец шарнирных подшипников таковы:

Наименование затрат	**Технология:**	
	старая	**новая**
Затраты из-за брака при коэффициенте загрузки оборудования 0,8, тыс. р.	8000	800
Капитальные затраты, тыс. р.	—	460
Годовой экономический эффект, тыс. р.	—	7131

При расчете использовали нормативный коэффициент экономической эффективности, равный 0,15.

Как видно, внедрение в производство только одного полуавтомата типа ПАРК обеспечивает экономический эффект более 7 млн р. в год, срок окупаемости капитальных вложений составляет менее 1 мес. И это при использовании полуавтомата всего на 80 %. При полной загрузке полуавтомата годовой экономический эффект получается еще выше.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Королев А. В., Чистяков А. М., Болкунов В. В.** Новые прогрессивные технологии машиностроительного производства. Ч. 6. Энергосберегающая технология безотходного разделения изделий на основе локально направленного разлома. Саратов: СГТУ, 1998. 124 с.
2. **Королев А. В.** Вероятностные основы разрушения материалов // Докл. РАЕН. 1999. № 1. С. 194—201.
3. **Королев А. В., Чистяков А. М.** Механизм безотходного технологического разлома деталей // Докл. РАЕН. 1999. № 1. С. 201—207.
4. **Королев А. В., Королев А. А., Чеботаревский Ю. В.** Геометрическая точность торцевой поверхности заготовок роликов подшипников, полученных холодной ломкой изгибом // Прогрессивные направления развития технологии машиностроения: сб. науч. тр. СГТУ. Саратов: СГТУ, 2005. С. 136—139.
5. **Пат. 2103119** Рос. Федерации: Способ разлома деталей.
6. **Пат. 2308358** Рос. Федерации: Способ ломки проката.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

УДК 621.74.043

А. Т. МАМЕДОВ, д-р техн. наук, У. Р. МИКАИЛОВ (АзТУ, г. Баку, Азербайджан), e-mail: subhan_namazov@daad-alumni.de

Влияние теплоизоляционного полимерного покрытия на образование отбела кокильных отливок

Рассмотрено влияние теплоизоляционных полимерных покрытий на образование отбела кокильных отливок нефтепромыслового оборудования. Исследованы четыре вида теплоизоляционных покрытий.

Ключевые слова: отливка, покрытие, отбел, чугун.

Influence of heat-insulated polymer coatings upon a chill formation of permanent mold castings of oil field equipment has been considered. Four types of the heat-insulated coatings have been investigated.

Keywords: casting, coating, chill, cast iron.

Особенностью затвердевания чугунных кокильных отливок по сравнению с отливками в разовые песчаные формы является высокая вероятность образования отбела. Для литья в металлические формы существует ряд способов, препятствующих образованию отбела, которые основаны на регулировании химического состава чугуна, замедлении скорости кристаллизации путем изменения толщины стенок отливки и кокиля, регулировании температуры формы, заливки и перегрева металла. Однако на практике редко удается осуществить технологический процесс, при котором комплексно решалась бы задача получения отливок без отбела. Поэтому образовавшийся отбел приходится устранять продолжительным высокотемпературным отжигом.

Радикальный способ, позволяющий управлять образованием отбела —нанесение на рабочую поверхность кокиля покрытий различного состава и толщины. Нанесением на рабочую поверхность кокиля теплоизоляционного покрытия решаются и другие задачи, например, защита рабочей поверхности от термического воздействия жидкого металла, предотвращение термических напряжений в отливке и кокиле, что увеличивает долговечность последних.

Покрытия могут состоять из одного или нескольких компонентов, которые могут находиться и в твердом, и жидком состоянии, а также представлять собой смеси. Покрытия могут накладываться на рабочую поверхность в сухом (твердом), жидком и тестообразном состояниях.

Теплоизоляционные покрытия делятся на огнеупорные облицовки и краски. Ранее [1] облицовки относили к покрытиям пассивного действия, которые при заполнении литейной формы жидким металлом не претерпевают значительных объемных изменений, являясь разграничительной пленкой между жидким металлом и кокилем. На рабочую поверхность кокиля покрытия наносятся слоем толщиной от 0,1 до 1 мм.

Огнеупорные облицовки должны отвечать следующим требованиям:

иметь малую теплопроводность (высокую теплоизоляцию);

не трескаться и не отставать от поверхности кокиля под действием резкого изменения его температуры при заполнении формы жидким металлом;

быть химически инертными, т. е. не вступать в химические реакции с жидким металлом и его оксидами;

легко счищаться с рабочей поверхности кокиля;

хорошо накладываться на рабочую поверхность кокиля;

не содержать дефицитных материалов и иметь низкую стоимость.

Основой облицовки является огнеупорный материал, в качестве которого могут использоваться чистые оксиды и карбиды металлов. Эти материалы имеют высокую температуру плавления и химическую стойкость. Они широко применяются в США и Японии. Следует учитывать, что оксиды и карбиды металлов — дорогостоящие материалы. К тому же коэффициент линейного расширения почти всех оксидов больше, чем чугуна. Однако бóльшей стойкостью отличаются облицовки, имеющие меньший коэффициент линейного расширения, чем материал формы [2]. Многие исследователи рекомендуют применять в качестве огнеупорных материалов недорогие огнеупорные глины, маршалит, каолин, мел, свинцовый сурик, шамот и др.

Теплоизоляционные покрытия металлических форм подвергаются сложным механическим и тепловым воздействиям, поэтому прочность сцепления облицовки с кокилем, а также их адгезионные и когезионные свойства во многом зависят от качества связующего материала, что является важнейшим критерием их качества [3]. В качестве связующих материалов, обеспечивающих монолитность облицовки и хорошее сцепление с рабочей поверхностью кокиля, используют жидкое стекло, буру, окись натрия, огнеупорную глину, декстрин, сульфитную барду и др. Чаще всего применяют жидкое стекло (силикатный модуль $2{,}5 \div 3$, плотность $1{,}43 \div 1{,}44$ г/см^3).

Для улучшения сцепления облицовок с поверхностью формы в их состав добавляют активизаторы, небольшое количество которых уменьшает поверхностное натяжение жидкостей, входящих в состав облицовки, и тем самым увеличивают их смачиваемость. В качестве активизаторов чаще всего приме-

Составы теплоизоляционных покрытий и их термостойкость

Номер покрытия	Компоненты	Масса, г	Термостойкость, °С, не более
1	Поливиниловый спирт Вода	120 400	220
2	Поливинилацетатная дисперсия Жидкое стекло Вода	70 30 320	350
3	Полиакриловая кислота Дибутилфталат Жидкое стекло Вода	60 9 20 350	350
4	Казеин Жидкое стекло $KMnO_4$ Вода	80÷90 30÷35 0,5÷1,5 350÷400	300

няют марганцовокислый калий, реже — буру, борную кислоту и кремнефтористый натрий.

Марганцовокислый калий, являясь хорошим окислителем, при нагревании до 100 °С разлагается. Выделяющийся при этом MnO_2 способствует офлюсованию твердой составляющей покрытия, а кислород — окислению рабочей поверхности кокиля и улучшению смачиваемости кокиля покрытием.

Для лучшего перемешивания состава облицовок при приготовлении используют в основном воду. При нанесении облицовки на нагретую поверхность кокиля вода испаряется, повышая прочность сцепления облицовки с кокилем и улучшая физико-химические процессы, происходящие в отливках.

Кокильные покрытия, применяемые для предотвращения образования отбела и получения требуемых структур отливок, оцениваются как теплоизолирующие слои между металлом и формой и как модифицирующие поверхности. Теплоизолирующая способность покрытия зависит от коэффициента теплопроводности. Скорость затвердевания поверхностного слоя отливки — один из основных факторов, влияющий на образовании отбела, который напрямую зависит от данного коэффициента. Следовательно, изменяя коэффициент теплопроводности огнеупорных покрытий, варьируя составом, можно менять скорость затвердевания поверхностного слоя и отливки.

В качестве теплоизоляционных одноразовых покрытий на полимерной основе были выбраны материалы, составы которых приведены в таблице.

Покрытия наносили на нагретую рабочую поверхность кокиля. Максимальная температура нанесения покрытий фиксировалась хромель-алюмелевой термопарой с электродами толщиной 0,5 мм. Термопару (горячий спай) устанавливали на расстоянии 3 мм от рабочей поверхности кокиля (рисунок). Показания термопары фиксировали с помощью потенциометра. Момент начала деструкции покрытия определяли визуально по цвету — покрытие бурело.

Толщину покрытий измеряли магнитным толщиномером. Покрытия наносили на рабочую поверхность кокиля с помощью пульверизатора, их толщина составляла 0,2÷0,4 мм. Покрытие на рабочую поверхность кокиля, нагретую до 180÷230 °С, наносили через некоторое время, необходимое для испарения влаги и предупреждения образования напластований.

В качестве опытных отливок использовали образцы ∅ 30 × 450 мм. После заливки определяли твердость, структуру и механические свойства. Формы заливали раствором, обеспечивающим получение при кокильном литье чугуна марки СЧ20: 3,2÷3,5 % C; 2,2÷2,5 % Si; 0,4÷0,6 % Mn; 0,2÷0,3 % P; 0,01÷0,02 % S. Температура заливаемого чугуна 1250—1270 °С.

Покрытие № 1 (см. таблицу) на основе поливинилового спирта обеспечивает удовлетворительную поверхность отливок, при разложении выделяет токсичные газы с неприятным запахом.

Покрытие № 2 на основе поливинилацетатной дисперсии с добавлением жидкого стекла отличается высокой адгезией к металлу, обеспечивает хорошую поверхность отливок с твердостью по Бринеллю 1600 МПа в сердцевине и на периферии, газы, образующиеся в результате пиролиза, имеют неприятный запах.

Покрытие № 3 на основе полиакриловой кислоты имеет удовлетворительную адгезию к металлу и хорошую кроящую способностью. Толщина покрытия составляла 0,2 мм. Отливки получались удовлетворительного качества, без отбела. Газы, образующиеся в результате пиролиза, имеют неприятный запах.

Основа покрытия № 4 — природный полимер казеин, связующее —жидкое стекло, активатор — марганцовокислый калий, растворитель — вода при температуре 60÷70 °С. Данное покрытие отличается повышенной адгезией. Температура рабочей поверхности кокиля не более 300 °С. При бóльшей температуре начинается частичная деструкция полимерной составляющей покрытия и ухудшение процесса. В начальный момент заливки жидкого

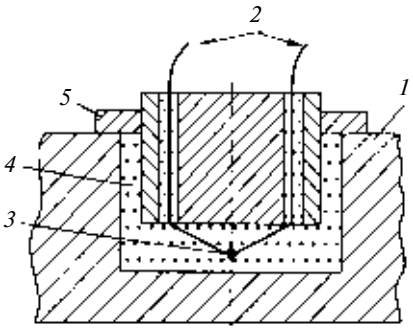


Схема установки термопары в теле кокиля:
1 — стенка кокиля; *2* — электроды термопары; *3* — горячий спай; *4* — металлический порошок; *5* — пробка

чугуна покрытие предохраняет рабочую поверхность кокиля от термического удара, работая как твердое тело. В результате контакта с жидким чугуном начинается процесс медленного горения полимерной составляющей — казеина с образованием газового зазора, который снижает скорость затвердевания поверхностного слоя отливки и отливки в целом. Образующаяся в процессе заливки газовая "рубашка" создает в форме восстановительную среду, предохраняющую форму от окисления и рабочую поверхность кокиля от термического удара, повышая тем самым срок службы формы.

Как показали металлографические исследования, структура образцов ∅ 30 × 450 мм состояла из перлита, феррита и пластинчатого графита. Твердость поверхностного слоя образцов по Бринеллю 1790 МПа, сердцевины — 1780 МПа, $\sigma_р$ = 420 МПа ($\sigma_р$ — предел прочности при разрыве), $\sigma_{и > 2}$ = = 180÷190 МПа ($\sigma_и$ — предел прочности при изгибе).

Для сравнения, залитые в кокиль образцы из того же ковша при прочих равных условиях и покрытые теплоизоляционной облицовкой на основе марталита и сажевой краски имели отбел толщиной 1,2÷1,5 мм, твердость поверхностного слоя составляла 514÷555 МПа, сердцевины — 1590 МПа, $\sigma_р$ = 280÷320 МПа, $\sigma_{и > 2}$ = 140÷150 МПа.

Не наблюдалось отбела и на отливках с толщиной стенок 3÷50 мм. Однако в ряде случаев отмечалось образование поверхностных и внутренних газовых раковин, обусловленное большим газообразованием и затрудненностью выхода газов в сечениях 3÷20 мм. Подбором числа выпоров и вентиляционных каналов эти дефекты удалось устранить. В результате был найден оптимальный состав покрытия: казеин — 70÷80 г; жидкое стекло — 20÷25 г; $KMnO_4$ — 1÷1,5 г; вода — 350÷400 г.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Лузгин Н. Г.** Физико-химические основы выбора кокильных покрытий и виды брака отливок. Сб. литейное производство, 1951. 236 с.
2. **Петриченко А. М.** Теория и технология кокильного литья. Киев: Техніка, 1967. 349 с.
3. **Емельянова А. П.** Технология литейной формы. М.: Машиностроение,1986. 221 с.

Обработка материалов без снятия стружки

УДК 621.787.4

В. П. КУЗНЕЦОВ, канд. техн. наук, С. А. ИЛЬИЧЕВ, В. Г. ГОРГОЦ, канд. техн. наук (Курганский ГУ), e-mail: gorgoc@gmail.ru

Динамика упругого выглаживания поверхностей деталей с отверстиями на токарно-фрезерных центрах

Изложен новый подход к экспериментальному и теоретическому исследованию динамики упругого выглаживания поверхностей деталей с отверстиями. Выявлены природа и механизм возбуждения параметрических колебаний в динамически устойчивой технологической системе при движении индентора по вибрационному следу. Определены пути управления виброустойчивостью упругого выглаживания наружных цилиндрических поверхностей с отверстиями при обработке деталей на многооперационных станках.

Ключевые слова: выглаживание, динамика, виброустойчивость.

A new approach to experimental and theoretical study of dynamics of elastic burnishing of the details surfaces with holes is stated. Character and mechanism of the parametric oscillations excitation in a dynamically stable technological system at motion of the indenter over the vibratory trace have been revealed. The controlling methods by vibration stability of the elastic burnishing of outer cylindrical surfaces with holes at machining of the details on the hybrid machine tools have been determined.

Keywords: burnishing, dynamics, vibration stability.

Одним из современных процессов финишной обработки поверхностей деталей на многооперационных станках с ЧПУ является отделочное упругое выглаживание [1]. Однако при финишной обработке прерывистых поверхностей динамическая стабилизация процесса отделочного выглаживания не является достаточным условием исключения возбуждения интенсивных вибраций индентора инструмента. Колебания в динамически устойчивой системе могут возникнуть в результате импульсного воздействия от контакта индентора инструмента с прерывистой поверхностью (например с отверстием) детали. Примером детали с прерывистой поверхностью *A* ($Ra \leqslant 0{,}2$ мкм) является пробка дискретного дроссельного устройства (рис. 1) [2].

При финишной обработке поверхности с отверстиями выглаживанием возникают вибрации индентора инструмента (рис. 2, *а*). Для обеспечения отделочного выглаживания поверхности *A* (см. рис. 1) при обработке детали за один установ на токарно-фрезерном центре были проведены исследования

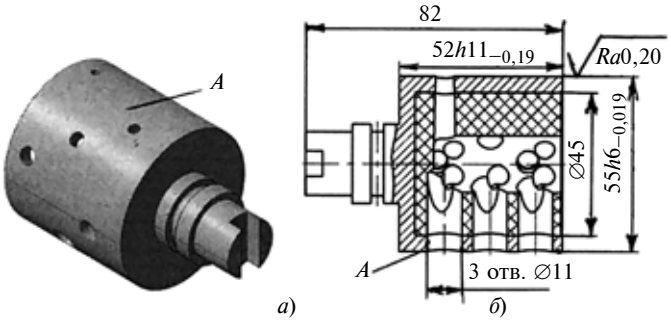


Рис. 1. Пробка дискретного дроссельного устройства

механизма возбуждения колебаний. Методика экспериментального исследования процесса возбуждения и развития колебаний реализована при выглаживании торцевой поверхности тестовой детали типа "диск" (рис. 2, *б*). На выглаживаемой поверхности тестовой детали предварительно формируется источник контактного (импульсного) воздействия в виде сферического отпечатка *5* глубиной 0,2 мм и радиусом $R = 2$ мм.

Плоская поверхность детали типа "диск" позволяет формировать развертку колебательного процесса (сектор *4* на рис. 2, *б*) в виде вибрационного следа инструмента, который является формой проявления и способом регистрации колебаний индентора инструмента в динамической системе упругого выглаживания. Развертка колебательного процесса на плоской детали обеспечивает возможность анализа этапов развития колебаний индентора и установления механизмов возбуждения и гашения вибраций. В результате экспериментальных исследований (скорость выглаживания $v \leqslant 75$ м/мин, сила выглаживания $P = 150$ Н, подача $S = 0{,}08$ мм/об, форма заточки индентора инструмента — сфера $R = 3$ мм) установлено, что процесс выглаживания при обработке плоской поверхности с направлением подачи к периферии диска был динамически устойчив до соприкосновения индентора с отпечатком *5*. После соприкосновения индентора с отпечатком возникали колебания, амплитуда которых возрастала при каждом последующем взаимодействии индентора с вибрационным следом. Анализ вибрационного следа от колебаний индентора инструмента позволил установить, что в процессе возбуждения колебаний на поверхности диска можно выделить две области (см. рис. 2, *б*, выносной элемент *A*): область *9* расходящихся колебаний индентора инструмента и область *6* его затухающих колебаний с переходом к устойчивому выглаживанию.

На основе анализа экспериментальных исследований процесс развития колебаний в динамически устойчивой системе после взаимодействия индентора инструмента с отверстием может быть представлен схемой (рис. 3, *а*), на которой обозначены: *1* — профиль сферического отпечатка; *2*, *3*, *4* — профили следов на поверхности от колебаний индентора соответственно после первого и последующих оборотов детали; *5*, *6* — участки увеличения и уменьшения амплитуды колебаний; *7* — сферический отпечаток; *8* — вибрационный след индентора на выглаживаемой поверхности; *9* — индентор инструмента; C_0 — приведенная жесткость контакта "индентор — обрабатываемая поверхность"; B_1 и C_1 — приведенные коэффициент вязкого трения демпфирующего и жесткость упругого элементов инструмента; P — приведенная сила натяга упругого элемента (сила выглаживания); m — приведенная масса индентора; A, C — области устойчивого выглаживания (соответствуют областям *7* и *8* на рис. 2, *б*); B — область затухающих колебаний индентора инструмента (соответствует области *6* на рис. 2, *б*); L — длина развертки следа; X — высота вибрационного следа.

В реакции динамической системы упругого выглаживания на контактное воздействие торца отверстия можно выделить следующие характерные участки (периоды переходного процесса):

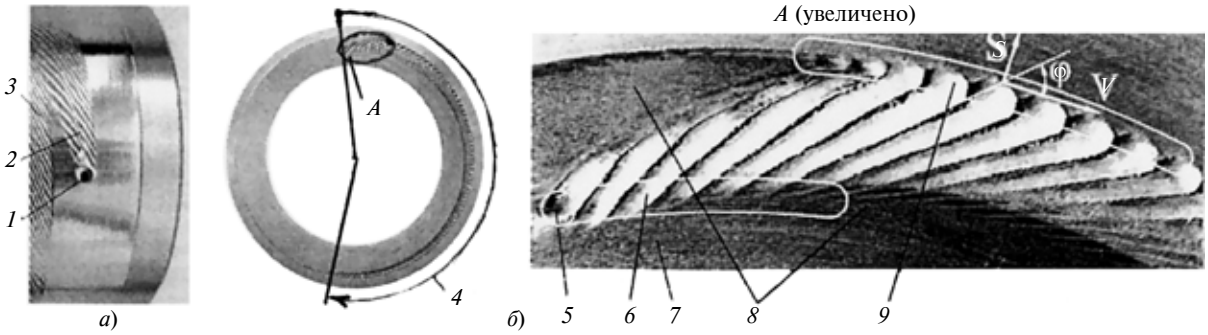


Рис. 2. Следы вибраций индентора инструмента на поверхности цилиндрической (*а*) и тестовой (*б*) деталей при импульсном воздействии:

1 — отверстие на обрабатываемой поверхности; *2*, *3* — области соответственно возбуждения вибраций и незатухающих колебаний индентора; *4* — сектор развертки колебательного процесса; *5* — сферический отпечаток на поверхности диска; *6*, *9* — области поверхности при затухающих и расходящихся колебаниях индентора; *7*, *8* — области выглаженной поверхности до возбуждения вибраций и после их затухания

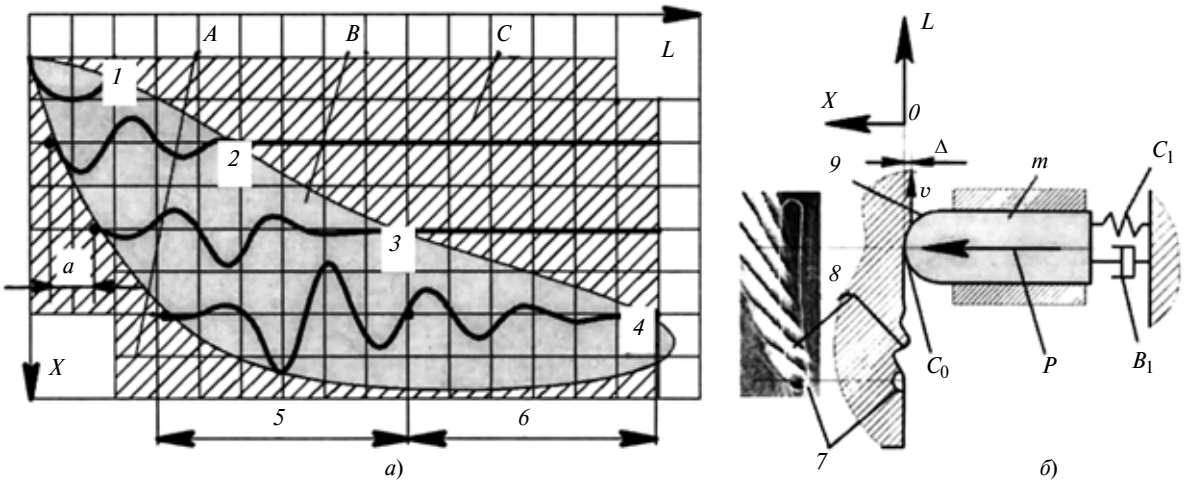


Рис. 3. Схемы развития колебаний индентора инструмента (*а*) и динамической системы упругого выглаживания (*б*)

1) участок *а* запаздывания (см. рис. 3, *а*) колебательного движения индентора относительно контактного воздействия отпечатка и начала формирования вибрационного следа при каждом последующем обороте детали. Запаздывание *а* формирует угол наклона следов вибраций $\varphi = \mathrm{arctg}\frac{S}{a}$ (см. рис. 2, *б*);

2) участок увеличения амплитуды и периода колебаний индентора при движении по вибрационному следу (область *9* на рис. 2, *б* и участок *5* траектории *4* на рис. 3, *а*);

3) участок уменьшения амплитуды и периода колебаний индентора при окончании воздействия вибрационного следа (область *6* на рис. 2, *б* и участок *6* траектории *4* на рис. 3, *а*).

Выявленные обстоятельства требуют теоретического обоснования природы и типа колебаний, а также компьютерного моделирования для определения возможных способов управления виброустойчивостью процесса.

Динамическая система упругого выглаживания, имеющая запас виброустойчивости при отделочной обработке цилиндрической поверхности на токарно-фрезерном центре, может быть представлена диссипативной колебательной системой с одной степенью подвижности (см. рис. 3, *б*) [1]. Положение приведенной массы индентора *9* по оси *X* определяется обобщенной координатой, отсчитываемой от точки установившегося положения индентора, смещенной от уровня поверхности заготовки в направлении обрабатываемого материала на $\Delta = P/C_0$.

Математическая модель динамической системы упругого выглаживания при движении индентора по вибрационному следу в соответствии с рис. 3, *б* может быть описана дифференциальным уравнением:

$$m\frac{\mathrm{d}^2x}{\mathrm{d}t^2} + B_1\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} + C_tx + C_1x = 0, \qquad (1)$$

где $C_t = C_0(1 + A\cos\omega t)$ — приведенная жесткость контакта "индентор—обрабатываемая поверхность с вибрационным следом" (здесь $A = 0 \div 1$ — коэффициент амплитуды; ω — частота изменения жесткости контакта при движении индентора по вибрационному следу).

Таким образом, в устойчивой диссипативной системе упругого выглаживания после контактного воздействия торца отверстия возникают параметрические колебания индентора с частотой, близкой к собственной резонансной частоте, и с образованием волнообразного следа. После полного затухания колебаний индентора от контактного воздействия торца отверстия (см. рис. 3, *а*) на следующем обороте заготовки динамическая система упругого выглаживания начинает испытывать влияние изменения приведенной контактной жесткости C_t поверхности с вибрационным следом и уравнение (1) можно записать в виде:

$$m\frac{\mathrm{d}^2x}{\mathrm{d}t^2} + B_1\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} + C_0A\cos\omega tx + (C_0 + C_1)x = 0. \qquad (2)$$

При использовании выглаживающего инструмента с упругодемпфирующим элементом в виде стальной пружины вязкое сопротивление в направляющих индентора инструмента пренебрежимо мало ($B_1 \approx 0$) и уравнение (2) можно представить в виде:

$$\frac{\mathrm{d}^2x}{\mathrm{d}t^2} + \left(\frac{C_0 + C_1}{m}\right)\left[1 + \frac{C_0A\cos\omega t}{C_0 + C_1}\right]x = 0. \qquad (3)$$

Уравнение (3) может быть приведено к стандартному виду уравнения Матьё [3]:

$$\frac{\mathrm{d}^2x}{\mathrm{d}\tau^2} + (a + 2h\cos2\tau)x = 0. \qquad (4)$$

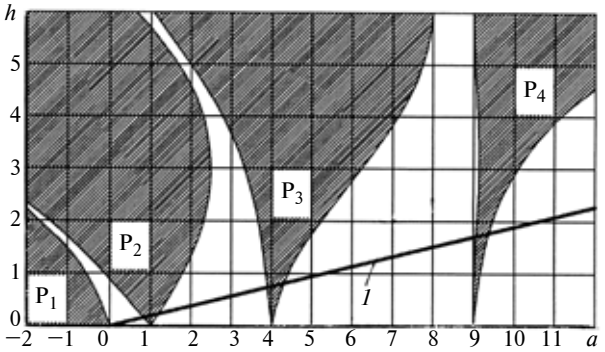


Рис. 4. Диаграмма Айнса—Стретта границ зон $P_1 \div P_4$ неустойчивости, соответствующих номерам резонансов $1 \div 4$:
1 — линия ограничения зон неустойчивости при коэффициенте вязкого трения $B > 0$

При этом использованы подстановки: $\omega_0^2 = \dfrac{C_0 + C_1}{m}$; $2\mu = \dfrac{C_0 A}{C_0 + C_1}$; $2\tau = \omega t$; $a = 4\dfrac{\omega_0^2}{\omega^2}$; $h = 4\dfrac{\omega_0^2}{\omega^2}\mu$, где μ — коэффициент возбуждения колебаний.

Уравнению (4) соответствует диаграмма границ зон неустойчивости Айнса—Стретта (рис. 4).

По расположению границ зон неустойчивости в плоскости параметров a и h на диаграмме Айнса—Стретта установлено:

1. В динамической системе упругого выглаживания возникают параметрические резонансы (зоны неустойчивости).

2. Степень и характер влияния параметров динамической системы на величину резонансов определяют зависимости: $h = 4\dfrac{\omega_0^2}{\omega^2}\mu = 2\dfrac{C_0 A}{m\omega^2}$; $a = 4\dfrac{\omega_0^2}{\omega^2} = 4\dfrac{C_0 + C_1}{m\omega^2}$.

3. Малая расстройка частоты колебаний индентора (в пределах зоны неустойчивости) не может стабилизировать процесс выглаживания. Большая расстройка также не обеспечивает виброустойчивости процесса, поскольку в динамической системе возникает резонанс, соответствующий следующей зоне неустойчивости [4].

4. Повышение виброустойчивости в зонах P_1 и P_2 первого и второго резонансов практически затруднено и при использовании конструкций выглаживающего инструмента со встроенным демпфером $B > 0$, поскольку граница (прямая *1* на рис. 4) в этих зонах неустойчивости практически не смещается.

Кроме того, при движении индентора по вибрационному следу предшествующего прохода на каждом последующем обороте детали контактная жесткость "индентор—обрабатываемая поверхность" может быть описана зависимостью:

$$C_t = C_0(1 + A\cos\omega t)\mathrm{e}^{-\tau_{об}p}, \qquad (5)$$

где $\mathrm{e}^{-\tau_{об}p}$ — запаздывание контактного воздействия вибрационного следа за время $\tau_{об}$ одного оборота детали.

Для исследования виброперемещений индентора при упругом выглаживании детали по вибрационному следу предшествующего прохода инструмента разработана имитационная компьютерная модель динамической системы. Модель (рис. 5, *а*) выполнена в программном пакете Vissim 5 на основе уравнений (2) и (3) зависимости (5) и реализована в виде структурной схемы из стандартных решающих и логических блоков, взаимодействующих между собой через функциональные связи в соответствии с физической природой исследуемых процессов. На рис. 5, *б* обозначены: *1* — затухающий переходный процесс после импульсного воздействия отверстия; *2* — область устойчивого состояния индентора; *3* — область параметрического резонанса при движении индентора по вибрационному следу; *4* — затухающий переходный процесс после воздействия следа; *5* — развертка траектории колебаний индентора при движении по вибрационному следу.

При моделировании принимались следующие значения параметров динамической системы упругого выглаживания: $m = 30$ г, $P = 150$ Н, $B_1 = 50$ Н/(м/с), $\tau_{об} = 0{,}01$ с, $C_0 = 10^6$ Н/м, $C_1 = 10^4$ Н/м. Результаты имитационного моделирования (см. рис. 5, *б*) адекватны экспериментально установленным особенностям параметрических колебаний, возникающих в динамической системе упругого выглаживания при движении индентора по вибрационному следу (см. рис. 2).

Анализ результатов моделирования процесса взаимодействия инструмента с обрабатываемой поверхностью позволил установить, что частотным и фазовым условиям параметрического резонанса наиболее точно соответствует область *6* на рис. 5, *б*. В данной области уменьшение частоты колебаний индентора инструмента относительно частоты колебаний вибрационных следов *8* не только не приводит к стабилизации процесса, но и вызывает интенсивное увеличение амплитуды колебаний по фазовым условиям. Наибольший интерес с позиций определения путей стабилизации динамики процесса представляет участок *7*, где фаза колебаний индентора относительно вибрационного следа обеспечивает интенсивное гашение амплитуды колебаний индентора.

При выглаживании поверхностей деталей с отверстиями инструментом со сферической формой заточки индентора необходимо ограничить появление вибрационного следа, поскольку невозможно управление фазовыми условиями параметрического резонанса. Гашение амплитуды вибраций путем изменения фазовых условий параметрического резонанса возможно при применении в инструменте

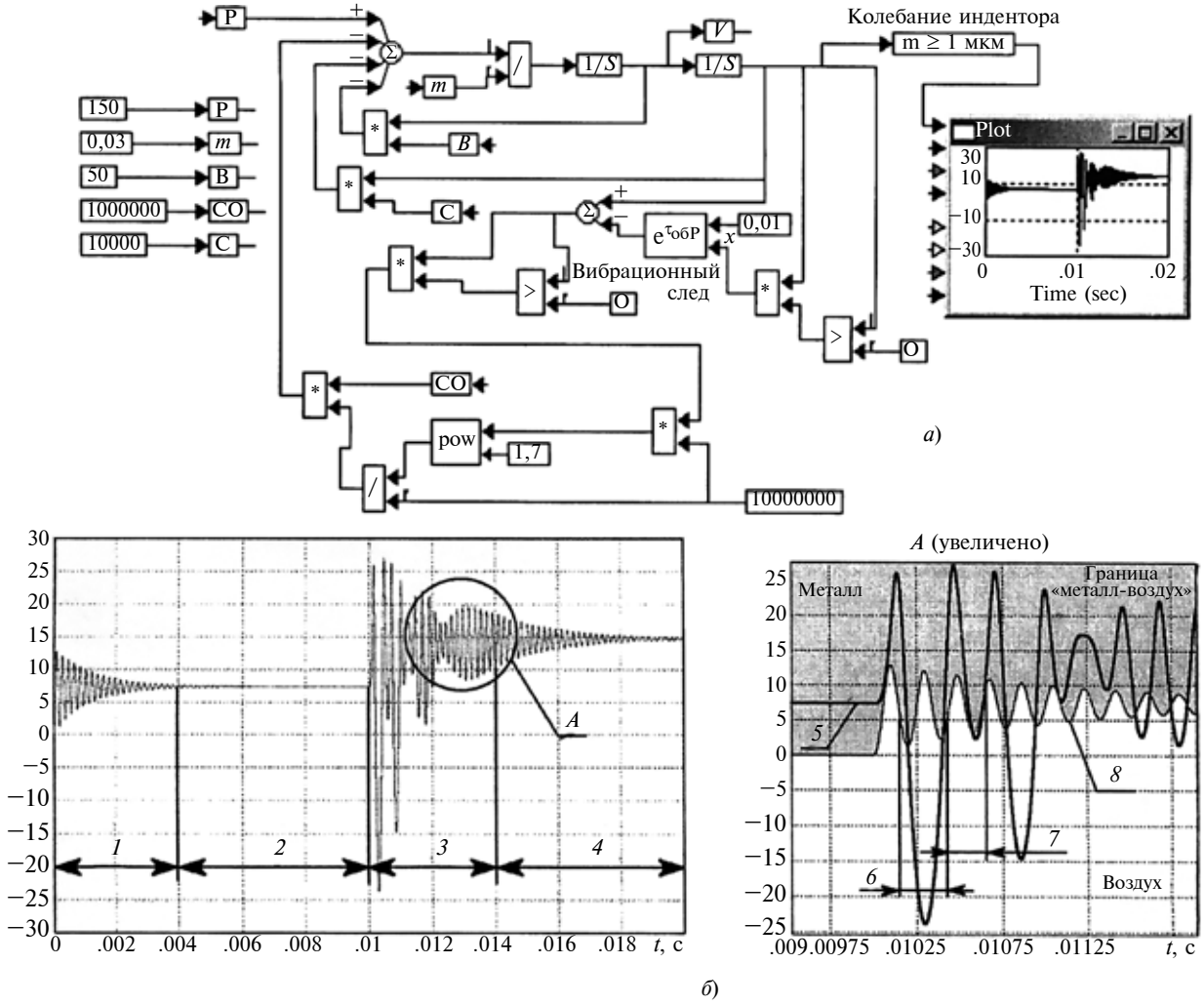


Рис. 5. Имитационное компьютерное моделирование в программном пакете Vissim 5 динамической системы упругого выглаживания после импульсного воздействия

индентора с цилиндрической формой заточки и поворота оси цилиндра относительно оси обрабатываемой поверхности.

Таким образом, обеспечение виброустойчивого упругого выглаживания поверхностей с отверстиями сводится к применению цилиндрической формы заточки индентора или к созданию инструмента специальной конструкции, которая минимизирует контактное воздействие торца отверстия на динамическую систему упругого выглаживания и последующее образование вибрационного следа [5].

Выводы

1. Экспериментально установлена и теоретически обоснована природа механизма возбуждений колебаний при упругом выглаживании цилиндрических поверхностей с отверстиями.

2. Вследствие движения индентора по вибрационному следу возникают параметрические колебания с частотой, близкой к собственной частоте динамической системы упругого выглаживания.

3. Изменение частоты колебаний индентора не влияет на резонансное условие и не может стабилизировать процесс.

4. Для обеспечения виброустойчивости упругого выглаживания при обработке наружных цилиндрических поверхностей с отверстиями необходимо управлять фазовыми условиями параметрического резонанса путем применения инструмента специальной конструкции или использования индентора с цилиндрической формой заточки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кузнецов В. П., Горгоц В. Г.** Математическое моделирование нелинейной динамики процесса упругого выглаживания поверхностей деталей // Вестник машиностроения. 2008. № 12. С. 61-65.
2. **Пат.** на полезную модель 730050 Рос. Федерация: МПК F16K 5/10: Дискретное дроссельное устройство.
3. **Ильин М. М., Колесников К. С., Саратов Ю. С.** Теория колебаний. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. 271 с.
4. **Пановко Я. Г.** Введение в теорию механических колебаний. М.: Наука, 1991. 256 с.
5. **Пат.** на полезную модель 68950 Рос. Федерация: МПК B 24 B39/02 39/04: Выглаживатель.

УДК. 62-192

Г. А. РАСТОРГУЕВ, д-р техн. наук (РУДН, г. Москва), тел.: (495) 952-89-38

Направления повышения надежности технологических систем

Рассматриваются вопросы повышения надежности технологических систем в машиностроении на этапах проектирования, изготовления и эксплуатации.

Ключевые слова: надежность, технологическая система, компоновка, резервирование, техническое обслуживание, ремонт.

The matters of the reliability enhancement of technological systems in the engineering industry on the design, production, and exploitation stages are considered.

Keywords: reliability, technological system, assembling, redundancy, maintenance, repair.

В современных экономических условиях надежность технологического оборудования является одним из основных условий качества выпускаемой продукции. Надежность технологической системы (ТС) во многом зависит от входящих в нее элементов. Отказ одного из них может стать причиной значительных материальных затрат, а в некоторых случаях даже привести к катастрофическим последствиям. Поэтому производители машиностроительной продукции уделяют надежности особое внимание.

Задачи, связанные с повышением надежности технологических систем, т. е. сложно ориентированных систем, требуют комплексных решений. Методы повышения надежности различны и зависят от того, на каком этапе жизненного цикла изделия (проектирование, изготовление, эксплуатация) они применяются. Надежность технологической системы закладывается на этапе разработки ее конструкции, обеспечивается в процессе изготовления и поддерживается при эксплуатации. Таким образом, важны причинно-следственные связи между показателями надежности и способами их повышения на перечисленных этапах жизненного цикла ТС.

Этап 1. Проектирование и разработка конструкторской документации ТС

Основным условием надежности ТС при проектировании является выбор рациональной структуры и основных ее элементов. В машиностроении эта стадия проектно-конструкторских работ называется компоновочной.

Анализ рациональных конструктивных компоновок оборудования, входящих в ТС, позволил установить основные принципы, обеспечивающие задаваемые уровни показателей надежности:

минимизация числа сборочных узлов и единиц при сохранении заданных функций;

максимальное использование однотипных агрегатов, узлов и элементов, желательно унифицированных;

использование резервных устройств и средств для сохранения работоспособности ТС при отказе одного или нескольких его элементов (структурное резервирование);

проверка расчетных схем наиболее ответственных узлов с помощью математического моделирования;

ограниченное использование новых устройств, материалов, комплектующих, не имеющих требуемого подтверждения надежности;

использование автоматических средств защиты при возникновении экстремальных (аварийных) ситуаций;

функциональное резервирование в сложных ТС, при котором один элемент выполняет функции отказавшего элемента до его восстановления без ухудшения технико-экономических показателей ТС;

временно́е резервирование, т. е. предоставление для отдельных элементов дополнительного времени, необходимого для восстановления функционирования ТС без временны́х разрывов (запас мощности, резерв по производительности).

Оптимальной с позиции надежности считается такая конструкция, которая с наименьшими затратами обеспечивает требуемый ресурс узлов, механизмов и машины в целом при заданной безотказности и регламентированных затратах на ремонт и техническое обслуживание.

Средства повышения надежности должны обеспечивать наибольший эффект в результате использования рациональных конструктивных решений. Так, оптимальные значения параметров узла трения повышают его долговечность, правильно установленные допуски сокращают время приработки сопряженных поверхностей, рациональный выбор типа механизма и точность расчетов износов снижают влияние изнашивания на выходные показатели.

Выбор рациональной конструкции ТС основывается на расчете, учитывающем изменение выходных показателей ТС при возникновении повреждений. Исследования в этой области позволяют находить такие решения, при которых такие факторы, как износ, усталость, деформация, коррозия оказывают минимальное влияние на выходные показатели ТС. При этом конструкция ТС должна быть ремонтопригодной, легко диагностируемой, отличаться простотой сборочно-разборочных операций. Большинство показателей технической характеристики ТС, как правило, связаны с надежностью.

Надежность ТС во многом зависит от ее сопротивляемости внешним воздействиям [1], что обеспечивается созданием прочных конструкций, увеличением жесткости отдельных элементов ТС, повышением их износостойкости путем применения высокопрочных материалов, характеризующихся высокой тепло- и коррозионно-стойкостью. Таким образом, используются новейшие достижения в областях материаловедения и конструирования.

Все это связано с задачами по обеспечению заданных технических характеристик ТС, например такими показателями, как производительность или быстроходность. При этом решаются задачи по минимизации габаритных размеров и металлоемкости ТС.

С целью повышения надежности ТС при изготовлении применяют упрочняющие технологии, а также разрабатывают методы, исключающие влияние негативной технологической наследственности.

Проблема надежности стала особенно острой с развитием автоматизации в связи с необходимостью обеспечения бесперебойной работы и одновременного взаимодействия механических, электрических и гидравлических устройств. Поэтому для обеспечения долговечности потребовались другие методы и средства [1].

Для автоматических ТС более важным стало применение качественных конструктивных и смазочных материалов, а также конструктивность деталей и узлов. Но при этом появилась возможность для увеличения ресурса ТС использовать средства автоматизации с учетом различных условий эксплуатации. Для этого требуются новый уровень систем управления, функциональное расширение технологических возможностей ТС, широкое внедрение принципов кибернетики, т. е. создание самонастраивающихся ТС. Такие технические средства должны иметь функции переналадок при изменении условий работы и возможности восстановления утраченной работоспособности.

Принцип саморегулирования, при котором ТС с помощью специальных устройств восстанавливают утраченные функции и реагируют на внешние изменения, сегодня является особенно актуальным.

Другой путь повышения надежности ТС — снижение внешних и внутренних воздействий. Для этих целей применяют пыле- и грязезащитные устройства, гидро- и теплоизоляционные средства, защиту от вибраций, антикоррозионные средства. Установка всевозможных экранов для защиты от теплоизлучений и радиации, влаги и агрессивных сред, фильтры различного назначения для очистки масла, воздушной среды, топлива и многое другое также повышают надежность ТС. Однако возможности средств по снижению вредных воздействий ограничены, к тому же это требует, как правило, больших материальных затрат. Кроме того, в ТС имеются внутренние источники возмущений (вибрация, теплота), влияние которых трудно исключить.

Вышеперечисленные методы, направленные на повышение надежности, не решают всех проблем. Нет совершенно неизнашивающихся материалов, нельзя обеспечить во всех механизмах жидкостное трение, нет недеформируемых материалов, все материалы в той или иной степени подвержены температурным расширениям и т. д. Таким образом, так как любые механизмы (технические системы) испытывают внешние воздействия, то указанные выше методы повышения надежности необходимы, но недостаточны.

Этап 2. Организационно-техническая подготовка производства ТС

В общем комплексе работ по обеспечению надежности ТС важное место занимают конструктивная доводка и подготовка к производству. На этом этапе работы направлены на подготовку предприятия к выпуску новых ТС заданного качества в установленные сроки. Изготовляются опытные образцы, разрабатывается технологическая документация и технологическая оснастка. Проводится конструкторско-технологическая доводка опытных образцов до заданных показателей, и в частности по показателям надежности. Приемочные испытания опытных образцов выполняются в соответствии с проектными техническими условиями (ПТУ) разработчика конструкторской документации. Из ряда показателей надежности ТС в ПТУ разработчики вносят один—два показателя, как правило, это ресурс и срок службы. Это объясняется тем, что для установления проектных значений показателей надежности необходимы обобщенные фактические данные по находящимся в эксплуатации аналогичным ТС. Получение таких данных в условиях конкуренции практически невозможно. Для определения ресурса и срока службы ТС необходимы длительные стендовые испытания. Поэтому после приемки опытного образца по специально разработанным программам проводится комплекс испытаний для установления значений фактических показателей надежности [2]. Некоторые испытания проводятся по ускоренной программе (например,

ресурсные) с последующей экстраполяцией результатов на весь срок службы ТС.

Объектами испытаний на надежность могут быть как отдельные виды оборудования ТС, так и технологическая система в целом. В результате испытаний на надежность определяют: запас надежности по каждому из параметров; вероятность безотказной работы при принятом ресурсе или ресурс при заданной вероятности (гамма-процентный ресурс).

Возможны следующие методы исследований:

1) объект испытаний доводится до отказа по исследуемому параметру (например, точности) при оптимальных режимах функционирования;

2) устанавливается закон распределения значений по наработке до отказа с прогнозированием их снижения в результате изнашивания базовых деталей или других повреждений и возникновений дефектов;

3) создаются экстремальные условия, например максимально допустимые режимы работы.

По результатам испытаний производится конструкторская доводка оборудования. Таким образом, осуществляется переход от расчетно-графической модели к реальному образцу ТС с заданным уровнем надежности.

Параллельно с доводкой опытного образца проводится организационно-техническая подготовка к серийному производству. Далее ведется доработка по результатам изготовления первой промышленной серии.

Этап 3. Технологическое обеспечение надежности на стадии серийного производства ТС

Под технологическим обеспечением надежности понимается гарантированное достижение показателей надежности любого серийного образца в процессе его изготовления. Решение этой многофакторной задачи зависит от множества внутренних и внешних переменных. Надежность выпускаемой продукции обеспечивается сохранением стабильности технологических процессов, ранее апробированных при изготовлении установочной серии [3]. Негативное влияние внешних факторов устраняется входным контролем материалов и полуфабрикатов, используемых в ТС и ее комплектующих.

На современном уровне развития науки о надежности оценка стабильности технологических процессов в силу многообразия внешних факторов носит субъективный (экспертный) характер. Точный учет совокупности влияния отдельных технологических операций на показатели надежности продукции пока невозможен. Однако установлена прямая взаимосвязь надежности функционирования ТС, качества и себестоимости продукции. Отказы ТС можно разделить на отказы, являющиеся причиной неудовлетворительного качества продукции, и отказы, снижающие объем выпуска. Учет и анализ первых отказов — основное направление обеспечения стабильности ТС.

Для подтверждения качества серийно выпускаемых изделий проводят выборочные испытания для периодического контроля стабильности показателей надежности и самой ТС.

Этап 4. Эксплуатация ТС

При эксплуатации ТС составляющие их элементы изнашиваются, в результате чего снижаются показатели надежности. Если не проводить предупредительные мероприятия, то произойдут необратимые процессы, которые приведут ТС к предельному состоянию. Поэтому выполняются следующие операции: профилактическое техническое обслуживание и ремонт ТС; эксплуатационная диагностика основных ее узлов; модернизация.

Надежность ТС при эксплуатации поддерживается в основном проведением плановых ремонтов (ППР) и технического обслуживания (ТО). Система ППР широко применяется, но имеет существенные недостатки [4]. Главный недостаток — неполное использование технического ресурса, заложенного в ТС, так как профилактические управляющие воздействия (по наработке) не учитывают фактическое состояние ТС (особенно ее составляющих). Из-за разницы значений ресурса и наработок на отказ различных узлов и агрегатов ТС плановая система ремонта приводит к ненужным ремонтным операциям, неоправданным техническим состоянием ТС. В результате незначительное повышение эксплуатационной надежности ТС достигается большим объемом ремонтных работ. А ненужные ремонтные воздействия (например разборка—сборка) и большой остаточный ресурс операции агрегатов значительно снижают эффективность ТС.

Техническое обслуживание и ремонт ТС по фактическому состоянию не имеют этих недостатков [4]. Периодический контроль технического состояния по основным параметрам ТС обеспечивает своевременный ремонт, при этом не только предотвращает отказы отдельных элементов ТС, но и повышает надежность его в целом; кроме того, исключаются лишние ремонтные операции и снижаются затраты на восстановление надежности ТС.

Под модернизацией понимается приведение ТС в соответствие с современными требованиями путем внесения частичных изменений и усовершенствований в конструкцию с целью повышения их эффективности. В зависимости от технической направленности модернизация может быть общетехнической или целевой. В условиях крупносерийного и массового производств наибольшее значение имеет технологическая (целевая) модернизация, направленная на решение отдельных технологических задач и повышение надежности ТС.

УДК 658.5:651.925

Л. КОНОВАЛОВ (Компания Xerox, Москва), e-mail: lkonovalov@xerox.com

Технология SafeQ и примеры ее реализации

Рассмотрены возможности технологии SafeQ в области репрографии, приведены примеры ее использования.

Ключевые слова: печатные и копировальные операции, информационная безопасность, идентификация пользователя, оптимизация сетевой инфраструктуры.

The SafeQ technology possibilities in the reprography domain are considered, and examples of its use are presented.

Keywords: printing and copying operations, information security, user identification, network infrastructure optimization.

Сегодня в век стремительного развития информационных технологий репрография является неотъемлемой частью любого производства. То же можно сказать и об учебных заведениях, так как учебный процесс на современном уровне обусловливает необходимость оперативной и качественной печати и копирования различных материалов.

Управление печатными и копировальными процессами на предприятии с помощью технологии SafeQ

Технология SafeQ от компании Xerox включает в себя серверное программное обеспечение, систему идентификации пользователей с помощью магнитных карт или ввода PIN-кода, при этом поддерживается функция Follow me, которая позволяет распечатывать документы на любом многофункциональном устройстве, подключенном к системе, вести учет всех операций, проводить анализ по различным показателям, предоставляя результаты в наглядной форме (гистограмма, круговая диаграмма, сравнительные таблицы, журнал), осуществлять мониторинг загруженности устройств, полученные результаты использовать для дальнейшей оптимизации печатной среды.

В период экономического кризиса особенное внимание уделяется сокращению расходов и рентабельному использованию техники. Нередко складывается ситуация, когда предприятие, имея большой парк печатающих устройств, не может контролировать расходы на репрографию. Технология SafeQ может решить эту проблему. Каждая отпечатанная страница закрепляется за конкретным пользователем. Благодаря функции Follow me несанкционированная печать конфиденциальных материалов не возможна, не зависимо от используемого устройства, так как с решением SafeQ совместимо более 500 моделей различных производителей.

Нередко документы необоснованно печатаются в цвете, так как установлено устройство для цветной печати, а настройка перехода на черно-белую печать требует дополнительного времени. В результате компания оплачивает ненужную дорогостоящую работу. Функция "Доступ" позволяет ограничить число сотрудников, имеющих возможность печатать и копировать в цвете. Кроме того, система позволяет настраивать принудительный режим черно-белой и двусторонней печати, что значительно сокращает расходы. При этом дополнительный персонал не требуется. На компьютерах пользователей устанавливается единый драйвер печати с интуитивно понятным интерфейсом. Для того чтобы распечатать материал на конкретном устройстве, достаточно поднести к нему магнитную карту. Решение SafeQ поддерживает широкий набор карт, что позволяет использовать уже действующие на предприятии карты доступа.

Таким образом, с помощью SafeQ обеспечиваются: экономичная сетевая репрография; мониторинг печатных процессов, позволяющий краткосрочно или долгосрочно снижать их интенсивность, управляя тем самым расходами на печатные работы; оптимизация печатных и копировальных работ на основе рентабельного использования устройств; распределение затрат по подразделениям, проектам, оборудованию, пользователям.

Все это позволяет: снизить расходы на приобретение оборудования и расходные материалы; оптимизировать нагрузки на сетевую инфраструктуру; осуществлять мониторинг всех пользователей; управлять доступом к печатным устройствам; получать отчеты об использовании устройств.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 76)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Проников А. С.** Надежность машин. М.: Машиностроение, 1978. 592 с.

2. **Расторгуев Г. А., Соловьев В. В.** Надежность станочных систем и стабильность технологических процессов в машиностроении // Технология машиностроения. 2008. № 2. С. 32—36.

3. **Технологическое** проектирование и его автоматизация в машиностроении / В. В. Новоселов, В. А. Иванов, Ю. И. Некрасов, Ю. И. Шаходнов. Тюмень: ТюмГНГУ, 2001. 207 с.

4. **Ремонт** дорожных машин, автомобилей и тракторов / Под. ред. В. А. Зорина. М.: Академия, 2003. 512 с.

Решения компании Xerox особенно актуальны для пользователей, предъявляющих повышенные требования к информационной безопасности, так как SafeQ обеспечивает полный контроль печатных документов. Комплексная система, состоящая из печатающих устройств, средств учета и авторизации позволяет:

собирать статистические данные по всем печатным и копировальным работам;

просматривать содержимое отпечатанных и откопированных документов с целью выявления несанкционированной печати конфиденциальной информации;

осуществлять автоматизированный контекстный поиск по уже отпечатанным или скопированным документам с целью определения пользователя, распечатавшего данный документ, а также определять принтер, дату и время печати;

проводить автоматическую идентификацию факта несанкционированной печати материала, содержащего конфиденциальную информацию;

посылать автоматическое уведомление в службу безопасности о факте несанкционированной печати;

разграничивать права доступа на печать и копирование секретных материалов на основе содержания текста.

Заинтересованные сотрудники предприятия могут получать доступ к электронному архиву данных по всем распечатанным и откопированным документам и осуществлять поиск по ключевым словам, выявлять факты несанкционированной печати и копирования документов, содержащих конфиденциальную информацию.

Функция Direct Print. Прямая печать позволяет соблюдать очередность выполнения работ. Задачи "протекают" через сервер SafeQ и сразу отправляются на печать. Сервер анализирует их и регистрирует заданные показатели процесса (число страниц, цветность, использование двусторонней печати, пользователя, расход тонера на страницу). Система работает на базе MS Windows и Linux.

Учет печати на сетевых принтерах (рис. 1): 1) пользователь посылает задание на печать с рабочего места, которое передается на сервер SafeQ; 2) данные немедленно пересылаются на принтер; 3) материал печатается, одновременно осуществляется учет.

Учет печатных процессов может быть как автономным, так и интерактивным.

Автономный учет: анализируется материал и учитывается число страниц после передачи их на принтер. При этом, если пользователь отменил операцию почти сразу после начала печати, все страницы будут учтены как напечатанные.

Интерактивный учет: после передачи работы на печать поддерживается связь с принтером, отслеживается точное число напечатанных страниц.

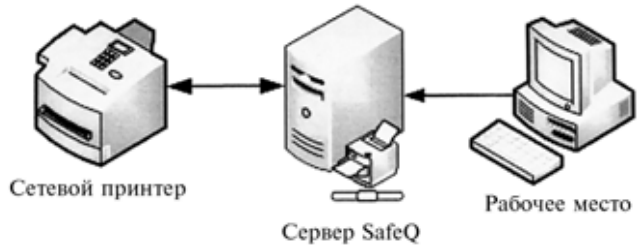


Рис. 1

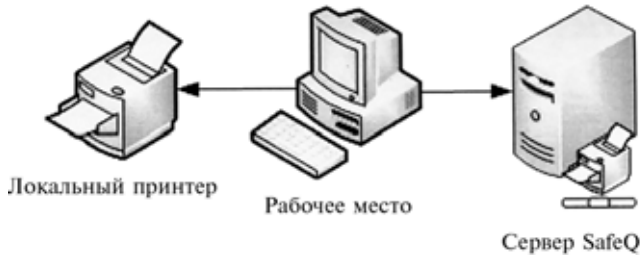


Рис. 2

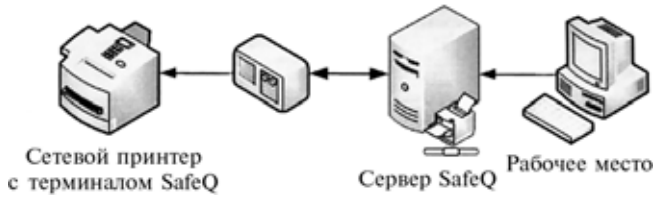


Рис. 3

Учет печати на локальных принтерах (рис. 2): 1) пользователь посылает задание на печать; 2) материал немедленно отправляется на принтер; 3) после печати учетная информация пересылается на сервер.

Безопасная печать (рис. 3): 1) пользователь посылает задание на печать с рабочего места, задание передается на сервер SafeQ; 2) пользователь подходит к принтеру и идентифицируется с помощью магнитной карты; 3) задание на выполнение работы передается только на этот принтер, пользователь контролирует печать данного материала; 4) данные по операции сохраняются на сервере учета.

Функция Follow me. При режиме безопасной печати пользователь может забрать материал с любого принтера, система проверяет совместимость параметров работы с возможностями принтера. Это повышает надежность выполнения операции, так как не возникнет никаких проблем, если один из принтеров выйдет из строя.

Порядок копирования (рис. 4): 1) копир заблокирован; 2) идентификация пользователя; 3) снятие блокировки, выполнение работы; 4) учет выполненной работы.

Кластерное решение (рис. 5) обеспечивает стопроцентный доступ серверов печати. Выход сервера из строя не влияет на процесс печати, так как постоянно поддерживается распределение загрузки между серверами.

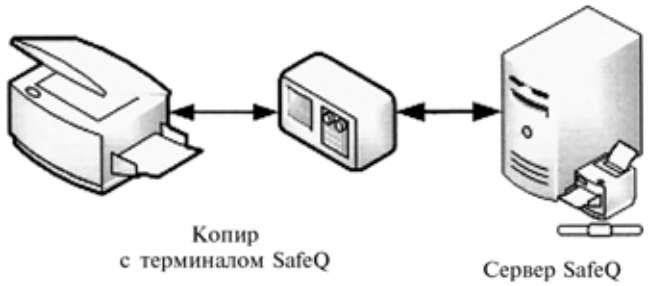


Рис. 4

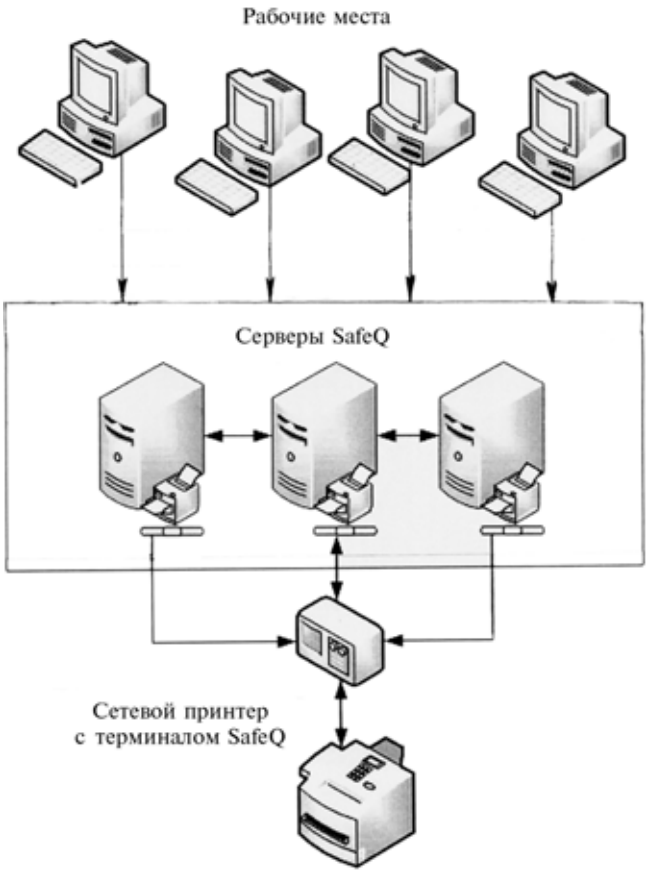


Рис. 5

Централизованный сбор данных. При централизованном управлении учетом в глобальных сетях возможна поддержка сотен филиалов и подключение любой версии SafeQ. Работа осуществляется даже на очень медленных каналах связи. При копировании сбор данных возможен без использования терминалов.

Мониторинг. Системой предусмотрен мониторинг по следующим показателям: число страниц, использование двусторонней печати, цветность, заполняемость страниц (расход тонера). При этом осуществляется поддержка устройств: принтеров; копиров; многофункциональных устройств, таких, например, как Xerox WorkCenter 7425 (цветной), WorkCenter 5225 и 5632 (черно-белые); широкоформатных принтеров; локальных принтеров (включая USB-принтеры).

Учет может выполняться по пользователям, проектам, устройствам, подразделениям. Часть сотрудников, которым по роду деятельности необходима такая информация, могут получать данные о затратах подразделений на печать по электронной почте.

Отчеты. Возможны различные варианты настройки фильтров: отчет за определенный период времени по устройствам (рис. 6, *а*, см. 2-ю стр. обложки), подразделениям, проектам, пользователям (рис. 6, *б*), по дням недели (рис. 6, *в*). Отчеты могут быть представлены в виде графиков, сравнительных таблиц, диаграмм (см. рис. 6), журнала. Доступ к отчетам осуществляется через WEB-интерфейс из любой точки в сети.

Примеры успешной реализации SafeQ

Университет Западной Богемии входит в число крупнейших вузов Чехии и известен своими исследовательскими работами в области информационных технологий. В учебном процессе немаловажную роль играет доступность информации и удобство ее получения. При этом нельзя забывать об экономии средств. Ранее студенты пользовались обычной локальной системой, которая не обеспечивала возможности полного контроля печатных и копировальных процессов. Поэтому решение руководства университета по использованию последних достижений в репрографии, предоставляющих возможность не только быстрого и качественного обслуживания пользователей, но и осуществления контроля над этими процессами, стало правильным и своевременным.

Университет занимает значительные площади, к тому же каждый из семи его факультетов решает свои задачи, поэтому важным фактором при выборе системы стала возможность централизации и унификации процессов репрографии.

Университет Западной Богемии — первое высшее учебное заведение, где с 1996 г. используются устройства считывания карт RFID 125 kHz. Однако с 2003 г. в г. Пльзень в библиотеках и на транспорте используют бесконтактные карты Mifare, несовместимые с университетской системой. Возникла необходимость в унификации системы считывания и создания карт единого формата, что было успешно реализовано.

Сегодня система на основе технологии SafeQ позволяет обслуживать в университете порядка 17 000 пользователей, при этом значительно сократилась численность обслуживающего персонала. Имеющиеся принтеры и копировальные устройства объединили в Центр информатизации и информационных технологий, в дальнейшем их число было увеличено. При этом обслуживание принтеров и копировальных устройств осталось тем же. Следующий этап по внедрению технологии SafeQ коснулся университетской библиотеки. В настоя-

щее время продолжаются работы на факультетах, оборудуются специализированные рабочие места. Управление системой целиком и полностью выполняется сотрудниками университета.

Управление кредитными счетами студентов сегодня осуществляется интегрированным кредитным модулем SafeQ. Для пополнения счетов в университете установили девять терминалов, оснащенных приложением Win32, которое обеспечивает бесконтактное пополнение счета с кредитной карты.

Таким образом, все преподаватели и студенты могут распечатывать и копировать любые материалы. При этом осуществляется полный контроль над процессами, что позволяет перераспределять загрузку оборудования. С помощью кредитного модуля SafeQ и специальных терминалов поддерживается удобная система предоплаты. Бесперебойная работа системы поддерживается качественным техническим обслуживанием используемого оборудования.

На всех 52 специализированных рабочих местах поддерживается функция Follow me. Студенты могут распечатать документы на любом установленном в университете принтере. А руководству университета предоставляется полная информация о затратах на печатные услуги.

Компания Visteon—Autopal — производитель автомобильных компонентов, входит в состав корпорации Visteon (American Visteon Corporation), которая имеет более 170 филиалов в 24 странах и производит запасные части для 19 автомобильных компаний. В год товарооборот корпорации Visteon составляет 17 млр долл. США, а штат ее сотрудников насчитывает 50 тыс. чел. Компания Visteon—Autopal производит автомобильные фары и другие запасные части. К выпускаемой продукции обязательно прилагается сопроводительная документация. Для этого ежемесячно печатается 550 тыс. страниц формата А4, при этом 10 % в цвете. Для контроля над документооборотом компания имеет собственную систему управления документами, системы обработки и архивирования материалов. Кроме того, в Visteon—Autopal ежемесячно печатается около 900 тыс. страниц административных и иных документов. Для этих целей в компании используют 16 многофункциональных принтеров HP Mopier 240, на которых за последние три года было напечатано более 18 млн страниц без должного контроля, что обусловило необоснованные затраты на печать. Кроме того, процессы подготовки документации на отдельные виды продукции были недостаточно гибкими, а расширение номенклатуры и объемов выпускаемой продукции потребовало закупки новой печатной техники, что предполагает значительные инвестиции и дополнительные затраты на ее техническое обслуживание и ремонт.

Анализ сложившейся ситуации позволил сформулировать следующие задачи, требующие принятия неотложных мер:

использование большого числа (более 300 шт.) принтеров различных марок и моделей без должного управления процессом;

трудности в систематизации печатной документации из-за большого объема (1,5 млн страниц в месяц);

отсутствие должного контроля над расходом бумаги и вспомогательных материалов (тонеры, картриджи);

неудобства, возникающие при пересылке документов во внутреннюю систему для администрирования;

ограниченные скорости обработки и печати документов.

Для устранения выявленных недостатков было предложено следующее:

аутсорсинг процессов печати, копирования и сканирования на основе технологии SafeQ;

закупка нескольких многофункциональных печатных устройств;

введение системы мониторинга и администрирования печати SafeQ.

Сегодня все печатные работы выполняются по аутсорсингу. Технология SafeQ позволяет определять и изменять статус пользователей и контролировать печатные операции, т. е. каждому пользователю устанавливается статус, определяющий документы, которые он может печатать (черно-белая или цветная печать) и используемое для этого оборудование. Теперь, чтобы воспользоваться принтером, необходима авторизация, которая осуществляется сканированием карточки, имеющейся у каждого сотрудника. Если данное оборудование занято, программа переадресует работу на другой принтер.

Такой контроль печатных операций позволил сократить затраты на 30 %. Отслеживается работа и локальных принтеров, не используемых напрямую для печати документации на выпускаемую продукцию. Технология SafeQ поддерживает функцию регистрационного журнала, что предотвращает несанкционированное использование оборудования. Система позволяет регламентировать расходы по каждому проекту, а также расходы, приходящиеся на каждого пользователя, ведя строгий учет по установленному лимиту. Результатом внедрения технологии SafeQ стало значительное сокращение расходов на печать, четкое администрирование и мониторинг процессов, существенное увеличение скорости обработки документов.

Аутсорсинг многофункциональных печатных устройств позволил сократить расходы, повысить эффективность использования оборудования благодаря своевременному и высококвалифицированному сервисному обслуживанию и постоянному обновлению программного обеспечения.

Японская компания Daikin — крупнейший производитель кондиционеров, была основана в 1924 г. В настоящее время Daikin представляет собой международную корпорацию с товарооборотом в 5 млрд евро, поставляющую продукцию на все рынки мира. В Чехии торговую марку Daikin с 2004 г. представляет компания Daikin Industries.

Становление нового промышленного предприятия в г. Пльзень потребовало создания функциональной сетевой среды, удовлетворяющей офисные потребности в репрографии. Технология SafeQ полностью соответствует требованиям компании Daikin Industries, предоставляя полную отчетность на печатные услуги и обеспечивая бесперебойное и безопасное функционирование системы. Поэтому было принято решение использовать технологию SafeQ с полной заменой IT-инфраструктуры.

При реализации данного проекта было выполнено следующее:

объединение принтеров в единую систему;

использование функции Follow me, повышающей производительность процесса;

введение комплексной идентификации пользователей с помощью единой карты;

организация единой системы администрирования через WWW-интерфейс, используемый также и для управления обслуживанием;

интегрирование системы со средой Windows и ERP (SAP R/3);

сокращение расходов.

Университет им. Масарика (г. Брно) по числу студентов является вторым высшим учебным заведением Чехии, здесь на девяти факультетах обучается почти 30 тыс. студентов. Была поставлена задача — создать сеть услуг по репрографии, охватывающую все факультеты и лаборатории вуза.

Анализ используемого оборудования выявил следующие проблемы: сложность в использовании многофункциональных устройств; неудобная система оплаты печатных и копировальных услуг; плохой контроль по операциям; повышенные затраты на цветную печать; использование в основном настольных принтеров; невозможность четкого определения расходов на печать.

Таким образом, были определены задачи и пути их решения: объединение всех печатных и копировальных устройств в единую систему; введение функции ограничения по печати для конкретных пользователей; повышение скорости и гибкости печатных операций и копирования; обеспечение возможности оплаты печатных услуг с помощью магнитных карт, используемых также для расчета в студенческой столовой; установка терминалов платежной системы; обеспечение возможности печати материалов больших объемов; осуществление доступа к печатному устройству независимо от его месторасположения; осуществление учета загрузки и расходов по каждому устройству.

Бизнес-колледж и экономический лицей (г. Свитави). Бизнес-колледж — средняя школа с углубленным изучением дисциплин, связанных с предпринимательской деятельностью, и экономический лицей, выпускающий специалистов для малого и среднего бизнеса, объединенные в единый учебный комплекс, являются примером использования новейших технологий в средней школе.

В передовых учебных заведениях широко используются информационные технологии, в частности системы печати и копирования, которые должны быть доступны, надежны и полностью отвечать требованиям пользователей. Поэтому руководством учебных заведений в г. Свитави было принято решение о модернизации существующей системы репрографии, детальное изучение которой выявило следующие недостатки: использование устаревших и дорогостоящих аналоговых устройств; возможность печати только в некоторых аудиториях на настольных принтерах; сложность системы оплаты печатных услуг; отсутствие учета расходов на печать и обслуживание устройств.

Таким образом, основным требованием к новой системе стало обеспечение печати и копирования с помощью центрального многофункционального устройства с удобной системой учета платежей.

Для реализации проекта было предложено следующее:

замена устаревшего аналогового оборудования современными цифровыми многофункциональными устройствами;

замена действующей платежной системы (монетных автоматов) электронной системой, использующей магнитные карты;

установка системы SafeQ, обеспечивающей контроль расходов и идентификацию пользователей;

поддержка функции заданных ограничений по печатным и копировальным услугам;

обеспечение печати с любого устройства системы независимо от его месторасположения;

осуществление учета затрат по каждому устройству системы;

предоставление сервисного технического обслуживания.

Была предложена эксплуатация системы, включая обеспечение расходными материалами, на основе аутсорсинга. Все затраты на техническое обслуживание включаются в стоимость печатного листа, что значительно упрощает задачу администрации учебного заведения по эксплуатации системы репрографии и учету ее работы.

Компания Telefónica O_2 — телекоммуникационная компания, образованная в 2006 г. путем слияния двух крупных операторов связи, в настоящее время обслуживает почти миллион мобильных и стационарных линий связи. Приоритетом в работе данной компании, обеспечивающим ее лидерство

УДК 669.02/.09:330.142.211.4.004.624

И. А. СУРКОВ, канд. техн. наук (ООО "Надежность Плюс", г. Москва), e-mail: info@nadezhnost.com

О порочной практике оценки износа тяжелых машин металлургического комплекса по сумме амортизационных отчислений

Рассмотрен вопрос о несоответствии оценки степени износа основных фондов металлургической промышленности, полученной по данным об амортизационных отчислениях, их фактическому состоянию. Сформулированы основные этапы реализации проекта по обновлению тяжелых машин металлургического комплекса на основе обеспечения прочностной надежности базовых деталей. Описан ряд работ, проведенных в рамках проекта на металлургических заводах России.

Ключевые слова: степень износа, обновление, базовые детали, прочностная надежность.

The matters on the estimation unconformity of wear factor of basic assets of metallurgy industry, obtained regarding capital allowances data, to their actual state are considered. Formulating of basic stages of realization of the project of heavy machines of metallurgical complex upgrading on the basis of providing of strengthening reliability of basic parts has been given. A number of works, performed in the project limits on the Russian metallurgical works has been described.

Keywords: wear factor, upgrading, basic parts, strengthening reliability.

Увеличение количества и повышение качества металлургической продукции в значительной степени определяет развитие народного хозяйства. Но большинство тяжелых металлургических машин находится в эксплуатации 30÷40 и более лет, поэтому встает вопрос об их износе и соответствии фактического состояния производственному назначению. В таблице приведены данные по износу основных фондов всей промышленности и металлургического комплекса, представленные в Стратегии развития металлургической промышленности Российской Федерации в период до 2015 г. [1].

Эти данные широко используются в официальных материалах. Оценка "... основные фонды промышленности... изношены в основном более чем на 50 %...", характеризующая крайнюю отсталость промышленности и озабоченность возможностями и сроками преодоления этой отсталости, приводится в выступлениях президента РФ, министра промышленности и торговли, президента ассоциации российских банков.

О длительных сроках эксплуатации технологических машин и оборудования и приведенном в официальных документах износе (50 %) оборудования известно широкому кругу лиц: владельцу предприятия, генеральному директору, главному инженеру, главному механику, работникам службы главного механика, операторам машины. В этом случае отказы технологических машин, приводящие к длительным простоям и значительным расходам на ремонт и запасные части, связываются с естественным накоплением повреждений при износе. А если это так, то нет смысла вкладывать деньги в обеспечение работоспособности действующих машин и тем более тратить время и средства на модернизацию систем привода, управления и механизации для увеличения их производственных возможностей. Всем совершенно ясно, что выпуск современной продукции высокого качества можно обеспечить только полной заменой оборудования. Но для такого обновления промышленности нет ни времени, ни средств.

Но откуда взялся ≈ 50 %-й износ основных фондов машин металлургического комплекса, если в 2007÷2008 гг. успешно выполнялись экспортные поставки и полностью удовлетворялись внутрен-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 79)

на рынке телекоммуникационных услуг, является использование новейших технологий.

Для снижения расходов компании на репрографию было принято решение о создании интегрированной системы печати. Ранее применяемые для этих целей локальные принтеры различных марок усложняли обеспечение подразделений расходными материалами и увеличивали затраты на техническое обслуживание оборудования. К тому же имело место использование различных типов драйверов, а конфигурация печатной системы была далека от совершенства. В требования заказчика входило обеспечение сканирования и отправки документа по электронной почте одним нажатием кнопки.

Технология SafeQ отвечает всем необходимым требованиям, обеспечивая качественную работу системы, полный контроль всех печатных операций. В результате внедрения технологии SafeQ расходы компании на печать сократились на 20 %, а благодаря современным технологиям появилась возможность централизованного управления.

Примеры реализации технологии SafeQ показывают ее эффективность и надежность. Все поставленные заказчиками требования выполняются. Системы успешно функционируют, подтверждая свою рентабельность.

Промышленные фонды	Степень износа основных фондов, %, на конец года						
	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006
Вся промышленность	52	50	53	51	51	50	49
Черная металлургия	54	54	51	50	50	49	48
Цветная металлургия	45	45	45	43	43	43	42

ние потребности? Здесь необходимо отметить, что цифры износа основных фондов промышленности (см. таблицу) получены на основании обобщенных статистических данных амортизационных отчислений. В бухгалтерской отчетности величина физического износа отражается суммой накопленных отчислений на полное восстановление основных фондов, по которым начисляется амортизация. Эти цифры существенно различаются в зависимости от принятой системы отсчета. Так, постановлением правительства РФ № 697 от 18.11.2006 г. срок полезного использования кузнечно-прессового оборудования (в том числе самых мощных в мире гидравлических прессов усилием 750 МН) был уменьшен с 15 до 10 лет, т. е. все эти машины за один день постарели (увеличилась степень износа) в 1,5 раза.

В действительности фактическая длительность эксплуатации при обеспечении необходимых требований к качеству и количеству продукции значительно превышает плановые сроки полной амортизации. Это значит, что приводимые в официальных материалах и озвученные в выступлениях первых лиц государства цифры износа основных фондов не отражают фактического состояния промышленности и не позволяют разработать и осуществить пути развития, обеспечивающие достижение современного уровня промышленности в кратчайшие сроки при минимальных затратах. Покажем обоснованность приведенных выше положений на примерах тяжелых металлургических машин.

Во-первых, значительные сроки службы тяжелых металлургических машин определяются тем, что основные металлургические технологии — плавка, литье, обработка давлением, имеют длительные периоды морального старения. Новое металлургическое оборудование в большинстве случаев отличается от существующего большей мощностью, более совершенной технологической оснасткой, современными системами привода, управления, механизации и автоматизации. Это позволяет удовлетворять возрастающие производственные требования с минимальными материальными и временны́ми затратами путем модернизации указанных систем (≈ 20 % стоимости металлургической машины) при обеспечении дальнейшей надежной эксплуатации основных несущих базовых деталей (≈ 80 % массы и стоимости металлургической машины).

Во-вторых, собственно металлургические машины, основу которых составляют несущие базовые детали, не подвержены и физическому износу. Опыт эксплуатации показывает, что разрушения базовых деталей не связаны со старением всего объема материала в процессе длительной работы. Причины разрушения узлов и деталей существовали с самого начала эксплуатации и были заложены в машину заводом-изготовителем на стадиях проектирования, изготовления и монтажа. На современном уровне развития науки о прочности эти причины выявляются и устраняются до начала развития усталостных трещин и разрушения деталей.

В-третьих, базовые детали тяжелых металлургических машин для обеспечения допустимых уровней прочности и жесткости имеют предельные по возможностям крупнейших машиностроительных заводов и транспорта массу и габариты. Так, масса собственно гидравлических прессов усилием 750, 300, 150 и 100 МН составляет соответственно 20 500, 6500, 2000 и 1000 т. Габариты отдельных деталей достигают нескольких десятков метров, а масса превышает сотни тонн. В общем случае, создание единицы нового тяжелого металлургического оборудования требует весьма значительных средств и времени на проектирование, изготовление и монтаж. Ввиду большой стоимости и длительных сроков изготовления базовые детали тяжелых металлургических машин должны быть сохранены для дальнейшей эксплуатации.

Значительную длительность эксплуатации тяжелых металлургических машин подтверждает и работа зарубежных предприятий. Так, в США до настоящего времени работают: с 1944 г. пресс фирмы "Места" усилием 100 МН, с 1955 г. и с 1957 г. прессы фирм "Юнайтед" и "Места" усилием 315 и 500 МН. В 1960 годах введены в эксплуатацию прессы фирмы "Болдвин" усилием 225 МН и прессы фирмы "Леви" с рамными станинами усилием 315 и 450 МН.

В конце 2008 г. на прессе фирмы "Места" усилием 500 МН произошла авария с разрушением нижней поперечины и искривлением колонн диаметром 1016 мм. Изготовление новых колонн, восстановление поперечины, монтаж—демонтаж пресса вызывали длительный простой пресса и значительные расходы на ремонт. Тем не менее несмотря на длительный срок эксплуатации пресса, превышающий 50 лет, и возникшую аварийную ситуацию были приняты все возможные меры для восстановления работоспособности пресса.

Отмеченные выше особенности тяжелых металлургических машин и опыт их длительной эксплуатации в России и за рубежом показывают, что официальные цифры степени износа [1] не определяют фактического состояния основных фондов металлургической промышленности. Более того, слова

"... моральный и физический износы основных фондов промышленности, превышающие 50 %..." стали расхожей фразой, не требующей количественного соответствия приведенных цифр фактическому состоянию объекта. Действительно, в любой отрасли промышленности технологические машины с 50 %-м физическим износом вообще не могут производить какую-либо продукцию, не говоря уже о необходимых количествах современной продукции. Использование этих цифр в целях обновления оборудования вводит в заблуждение руководящие, планирующие и финансирующие органы Правительства РФ и служит основанием для представления в негативном виде состояния промышленности РФ в выступлениях президента РФ и председателя Правительства РФ.

Указанные конструктивные и технологические особенности тяжелых металлургических машин позволяют в целях обновления металлургического комплекса России рекомендовать использование инновационных проектов [2]. В данном случае инновационный подход позволит обновить производство в кратчайшие сроки при минимальных затратах, т. е. обеспечит максимальную эффективность инвестиций в металлургический комплекс. Своевременное внедрение инновационных проектов в широкую практику позволит также освободиться от психологии догоняющей страны [3] и осуществить разработку и внедрение технических решений, работающих на опережение. Особое значение разработка и внедрение инновационных проектов имеют в настоящее время, так как эти проекты позволяют "... используя мировую кризисную ситуацию, добиться реализации российских преимуществ" [4]. На современном этапе инновационный проект обновления парка тяжелых металлургических машин заключается в модернизации или полной замене устаревших систем привода, управления и механизации при дальнейшей эксплуатации базовых деталей, составляющих собственно металлургическую машину.

Техническая сторона реализации проекта включает в себя следующие этапы:

1. Оценка перспектив использования действующего оборудования с разделением его на категории:

а) оборудование, которое будет эксплуатироваться в дальнейшем при существующих параметрах технологического процесса без изменения систем привода, управления и механизации;

б) оборудование, которое будет эксплуатироваться в дальнейшем при существующих параметрах технологического процесса с модернизацией систем привода, управления и механизации;

в) оборудование, которое будет эксплуатироваться в дальнейшем с модернизацией технологического процесса (увеличение усилия и повышение производительности), систем привода, управления и механизации;

г) морально изношенное оборудование, подлежащее списанию.

2. Экспертиза фактического состояния объектов по пунктам *а—г*, установление причин возможных отказов, разработка технических решений по их предупреждению.

3. Осуществление технических решений по предупреждению отказов базовых деталей объектов категорий *а—г* при дальнейшей длительной эксплуатации.

4. Модернизация объектов категорий *б* и *в* с сохранением для дальнейшей длительной эксплуатации базовых деталей, составляющих до 80 % массы и стоимости собственно металлургической машины.

Инженерно-методические вопросы выполнения этапов по пунктам 2, 3 и 4 разработаны достаточно подробно [5]. По сравнению с полной заменой оборудования, устаревшего в соответствии с данными амортизационных отчислений, инновационный проект обновления металлургических машин и оборудования позволяет выйти на современный производственный уровень в кратчайшие сроки при минимальных затратах.

Работы по обновлению тяжелых металлургических машин на основе обеспечения прочностной надежности базовых деталей проведены на многих металлургических заводах России. Отметим три работы, выполненные для мощных гидравлических прессов:

1. Пресс усилием 200 МН работал на Челябинском трубопрокатном заводе (ОАО "ЧТПЗ") с 1971 г. в линии производства нефтегазовых труб диаметром 1020 ÷ 1220 мм (рис. 1, *а*).

В 2003 г. на ЧТПЗ возникла необходимость выпуска труб нового сортамента с увеличенными толщинами стенок и пределами текучести материала, что в общем случае требовало создания нового пресса усилием 350 МН. Комплекс работ по обеспечению прочностной надежности позволил увеличить усилие существующего пресса с 200 до 350 МН за счет установки дополнительных прессов и повышения давления рабочей жидкости с 32 до 37 МПа при сохранении общей компоновки пресса и существующих базовых деталей (рис. 1, *б*) [6]. В мае 2005 г. была проведена формовка заготовок первой партии труб нового сортамента на прессе усилием 350 МН. Модернизация мощного гидравлического пресса с увеличением усилия в 1,75 раза была осуществлена впервые в мировой практике.

2. В 1972 г. на Нижнеднепровском трубопрокатном заводе (НТЗ, г. Днепропетровск, Украина) и в 1973 г. на Выксунском металлургическом заводе (ВМЗ, г. Выкса, Россия) были запущены в эксплуатацию конструктивно одинаковые линии по производству железнодорожных колес с гидравлическими одноцилиндровыми прессами усилием 20, 35, 50 и 100 МН (по ходу потока). В период 1974 ÷ ÷ 2003 гг. производительность линий не превышала 510 000 колес/год.

Наибольшее число отказов высокоцикличных мощных гидравлических прессов со станиной колонного типа связано с разрушением колонн и главных цилиндров. Характерными примерами являются разрушения главного цилиндра пресса усилием 50 МН (1994 г., ВМЗ) и колонн пресса усилием 100 МН на НТЗ (2000 г., ВМЗ). Причиной разрушения колонн явилось нарушение проектных режимов эксплуатации, заключающееся в ослаблении силы затяжки колонн в поперечинах. Разрушение цилиндра в зоне галтели днища вызвано конструктивно-технологическими ошибками, допущенными заводом-поставщиком при проектировании и изготовлении цилиндров.

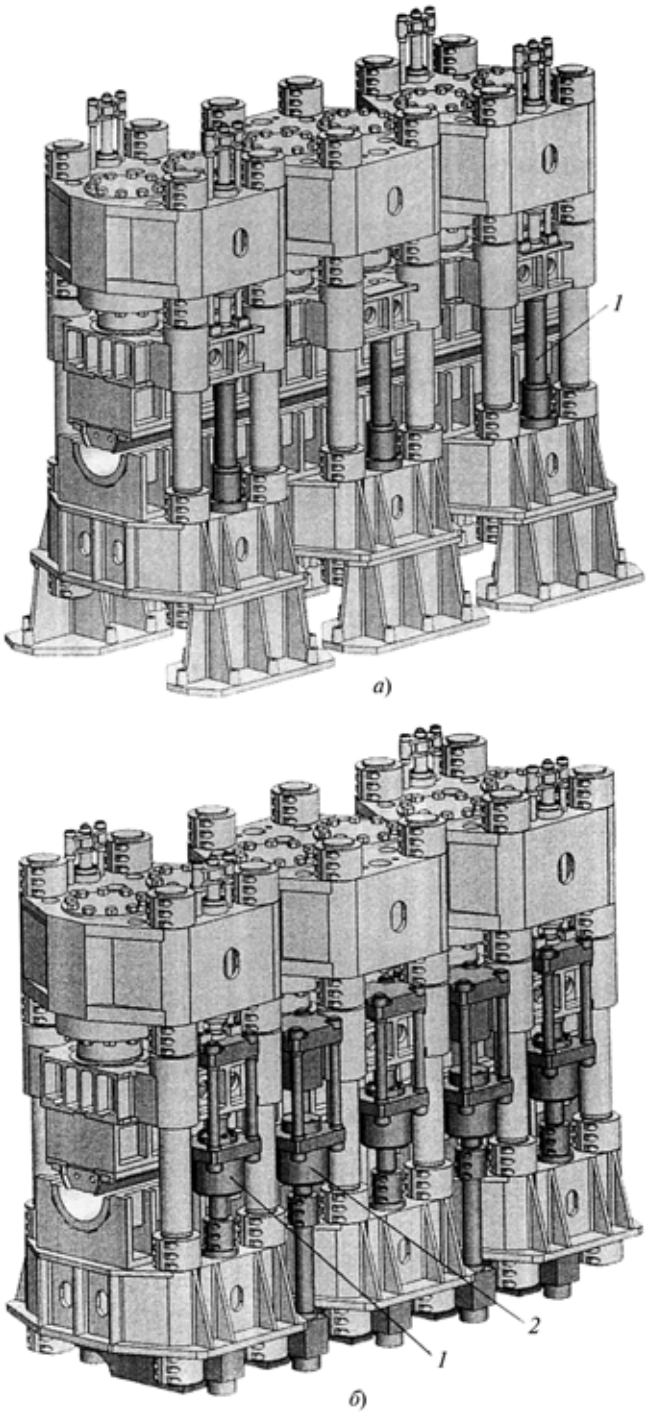


Рис. 1. Прессы окончательной формовки заготовок нефтегазовых труб диаметром 1020 ÷ 1120 м:
а — пресс П0753 усилием 200 МН при давлении рабочей жидкости в главных цилиндрах 32 МПа: *1* — возвратные цилиндры; *б* — пресс П0753 М усилием 350 МН при давлении рабочей жидкости 37 МПа в главных и дополнительных цилиндрах: *1* — дополнительные прессы с цилиндрами двойного действия; *2* — дополнительные промежуточные прессы

На ВМЗ в период 2003 ÷ 2006 гг. производительность линии была увеличена до 800 000 колес/год. Специально разработанный комплекс технических решений по обеспечению прочностной надежности базовых деталей включал в себя систему контроля и создание необходимой силы затяжки колонн в поперечинах прессов, конструктивно-технологические мероприятия по увеличению прочности и восстановлению цилиндров [7, 8]. Внедрение этих технических решений предотвратило отказы базовых деталей по критерию усталости при резком повышении производительности прессов. Для линии мощных гидравлических прессов такая производительность является мировым рекордом.

3. Гидравлический штамповочный пресс усилием 300 МН (рис. 2) работает в Верхнесалдинском металлоперерабатывающем объединении (ОАО "Корпорация ВСМПО—АВИСМА") с 1962 г.

За истекшие 47 лет эксплуатации пресс морально не устарел и при существующих технологических возможностях может находиться в эксплуатации весьма длительное время, но при условии обеспечения безотказной работы базовых деталей пресса. Расчеты и экспериментальные исследования показали, что максимальные уровни напряжений и, соответственно, минимальные запасы прочности по усталости имеют колонны пресса. Уровень максимальных напряжений существенно увеличивается при эксцентричной силе пресса, что практически всегда происходит при штамповке производственных деталей. Для предупреждения аварийных ситуаций, связанных с разрушением колонн, и повышения качества штампуемых изделий разработана и с 2003 г. находится в эксплуатации система контроля и ограничения эксцентриситета силы пресса (в дальнейшем — Система) [9].

Программное обеспечение Системы позволяет осуществить настройку на эксперимент, хранить сценарии эксперимента, проводить измерения в реальном масштабе времени с одновременными архивацией и визуализацией экспериментальных данных. В масштабе реального времени выполняется первичная математическая обработка и допусковый контроль значений измеряемых параметров. Вся визуальная информация привязана к колоннам и расположенным на них тензодатчикам (рис. 3, см. 3-ю стр. обложки).

Установлены предаварийные и аварийные уровни напряжений. Если превышен аварийный уровень, то на пульт управления подается сигнал и ав-

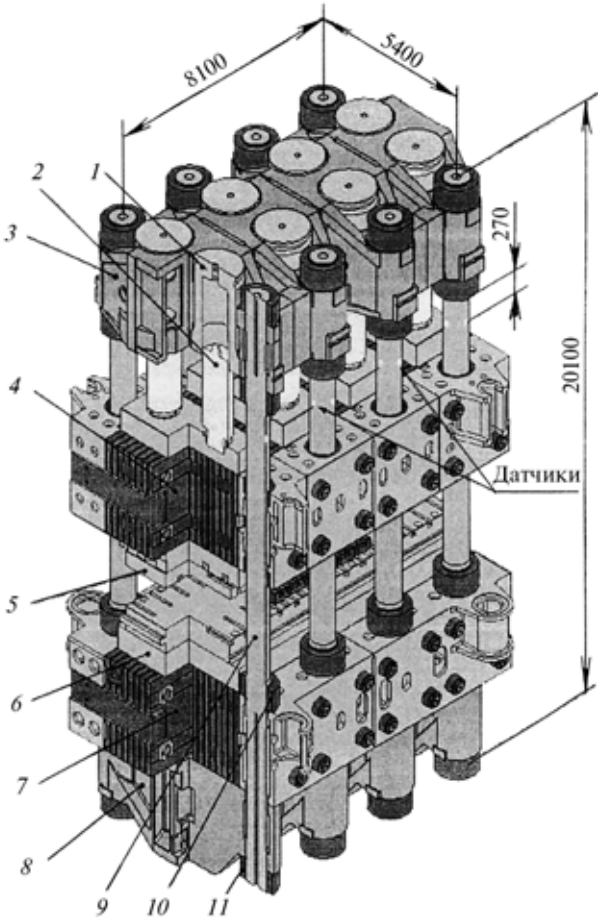


Рис. 2. Гидравлический пресс конструкции УЗТМ усилием 300 МН:
1 — гидроцилиндр; *2* — плунжер; *3* — верхняя поперечина; *4* — продольные балки подвижной поперечины; *5* и *6* — плиты верхнего и нижнего штамповых наборов; *7* и *8* — продольные и поперечные балки основания; *9* — колонна; *10* и *11* — внутренняя и внешняя гайки

томатически прекращается подача давления в рабочие цилиндры. Время реакции Системы, найденное экспериментально (среднее по результатам пяти замеров), составило 2,7 с. С использованием Системы была прекращена подача давления рабочей жидкости в главные цилиндры при осадке цилиндрической заготовки, установленной на штамповой плите со значительным эксцентриситетом. В процессе осадки заготовки в колоннах был превышен аварийный уровень напряжений и начался сброс давления рабочей жидкости. С момента подачи сигнала до начала сброса давления прошло 2,5 с, что позволило ограничить максимальное напряжение в колонне величиной 185 МПА и предотвратить аварийную ситуацию на прессе (рис. 4, см. 3-ю стр. обложки).

Ввод Системы дал возможность управлять и технологическими параметрами пресса. По направлениям максимального изгиба и величинам максимальных напряжений в колоннах устанавливаются оптимальные параметры штамповой оснастки, которые сводят к минимуму эксцентриситет силы пресса. Создание постоянно действующей Системы контроля и ограничения эксцентриситета силы мощного гидравлического пресса по фактическому уровню напряжений в колоннах пресса осуществлено впервые в практике мирового прессостроения.

Вывод

Отмеченные выше конструктивно-технологические особенности тяжелых металлургических машин и конкретные примеры продления ресурса и обновления этих машин показывают, что цифры износа основных фондов промышленности по сумме накопленных амортизационных отчислений не отражают их фактического состояния. Более того, эти цифры не позволяют разработать и осуществить оптимальные направления обновления промышленности в период экономического кризиса.

На современном этапе обновление парка тяжелых металлургических машин должно основываться на инновационном проекте, заключающемся в модернизации или полной замене устаревших систем привода, управления и механизации при сохранении для дальнейшей эксплуатации базовых деталей, составляющих собственно металлургическую машину. Работы по обновлению парка машин необходимо выполнить в период настоящего экономического кризиса. Сравнительно небольшая загрузка основного производства в период кризиса позволяет с минимальными затратами провести обновление производства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Приказ** Минпромэнерго России от 29 мая 2007 г. № 177 "Стратегия развития металлургической промышленности Российской Федерации на период до 2015 года" // Российская Бизнес-газета № 611. 2007. 10 июля.

2. **Послание** Президента России Д. А. Медведева Федеральному собранию 2008 года // Российская газета. 2008. 5 ноября.

3. **Шувалов И. И.** Выступление Первого заместителя Председателя Правительства России на XII международном экономическом форуме в Санкт-Петербурге // Российская газета. 2008. 9 июня.

4. **Ответы** Председателя Правительства России В. В. Путина на вопросы населения 4 декабря 2008 г. http://www.moskva-putinu.ru/

5. **Пасечник Н. В., Сурков И. А.** Обеспечение прочностной надежности металлургических машин — важная составляющая часть модернизации металлургического комплекса России // Тяжелое машиностроение. 2008. № 5. С. 11—17.

6. **Марков Д. Г., Марков Д. В., Чикалов С. Г., Сурков И. А.** Модернизация пресса окончательной формовки заготовок нефтегазовых труб с увеличением усилия с 200 МН до 350 МН // КШП. ОМД. 2007. № 12. С. 30—33.

7. **Сурков И. А.** Установление причин и предупреждение разрушений колонн мощных гидравлических прессов // КШП ОМД. 2004. № 3. С. 42—45

8. **Королев С. А., Сурков И. А.** Восстановление сваркой главных цилиндров мощных гидравлических прессов // КШП. ОМД. 2004. № 6. С. 37—39.

9. **Коркин Н. П., Тимохин И. В., Сурков И. А.** Влияние эксцентриситета нагружения на напряженное состояние колонн мощного гидравлического пресса // КШП ОМД. 2008. № 5. С. 40—43.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 629.118

Г. И. МАМИТИ, д-р техн. наук (Горский государственный аграрный университет, г. Владикавказ), тел.: (8672) 776-509

Тормозной механизм барабанного типа с самоустанавливающимися колодками

Представлена конструкция нового уравновешенного тормозного механизма барабанного типа с самоустанавливающимися колодками и серводействием.

Ключевые слова: тормозной механизм, колодки, серводействие, трение, фрикционные накладки.

Design of a new balanced drum brake assembly with self-installing brake shoes and servo-action has been presented.

Keywords: brake assembly, shoes, servo-action, friction, friction linings.

Есть мнение, что предпочтительное использование дисковых тормозных механизмов связано с недостаточной эффективностью тормозных механизмов барабанного типа, однако это не так. Барабанные тормозные механизмы еще не исчерпали своих возможностей. Исследовали влияние различных факторов на тормозной момент и прочностные характеристики тормозных механизмов на основе новой расчетной силовой схемы [1], согласно которой распределенные силы взаимодействия в местах контакта тормозного барабана и накладок параллельны оси симметрии накладок [2]. Разработанные методы функционального [3] и прочностного [4, 5] расчетов тормозных механизмов были подтверждены экспериментами и эксплуатацией. Прежнее представление, согласно которому силы взаимодействия тормозного барабана и колодок имеют радиальное направление, приводило к ошибочным результатам [1], что обусловило определенные сложности при проектировании тормозных механизмов с оптимальными показателями.

Всестороннее исследование барабанных тормозных механизмов позволило установить их преимущества относительно дисковых: получение значительных моментов трения при небольших приводных усилиях и невысокие удельные нагрузки на накладку, что в $2 \div 3$ раза увеличивает их долговечность. Кроме того, пылевлагозащита поверхностей трения указывает на то, что дальнейшее развитие колесных машин будет связано как с дисковыми, так и с барабанными тормозными механизмами. Это связано с тем, что каждый вид тормозных механизмов в определенных условиях эксплуатации имеет свои преимущества. Эффективность вида тормозного механизма зависит от того, на какие (передние или задние колеса) он устанавливается, от назначения автомобиля и его грузоподъемности.

На мотоциклах наибольшее распространение получили барабанные тормозные механизмы с неподвижными центрами поворота колодок (рис. 1), которые далее будем называть однокулачковыми. Они состоят из закрепленного на вилке тормозного щита *1*, двух колодок *3* с фрикционными накладками, опорного пальца *2* колодок и разжимного кулака *5* с рычагом *6*, связанных со щитом *1*, и двух стяжных пружин *4*, прижимающих колодки *3* к кулаку *5* и пальцу *2*, обеспечивающих определенное размещение колодок. Аналогичную конструкцию имеют и барабанные тормозные механизмы большегрузного автомобиля БелАЗ-540.

Однокулачковые тормозные механизмы недостаточно эффективны на тяжелых мотоциклах. Поэтому были созданы двухкулачковые тормозные механизмы (рис. 2), центры поворота колодок в которых диаметрально разнесены и на каждую колодку воздействует отдельный разжимной кулак. На

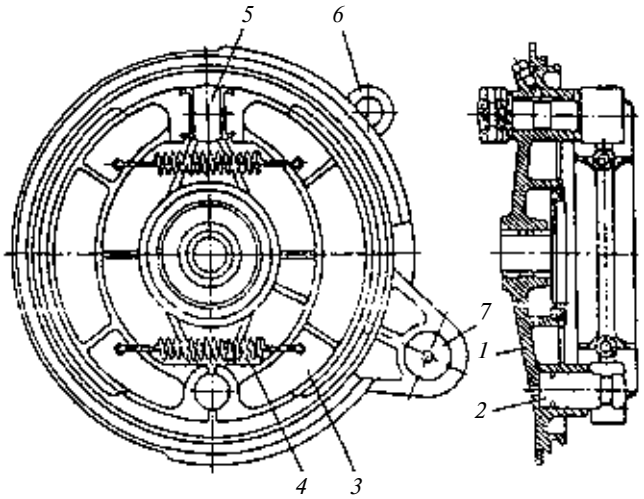


Рис. 1. Барабанный тормозной механизм мотоцикла:
1 — тормозной щит; *2* — опорный палец колодок; *3* — колодка; *4* — стяжная пружина; *5* — кулак; *6* — рычаг; *7* — крепление

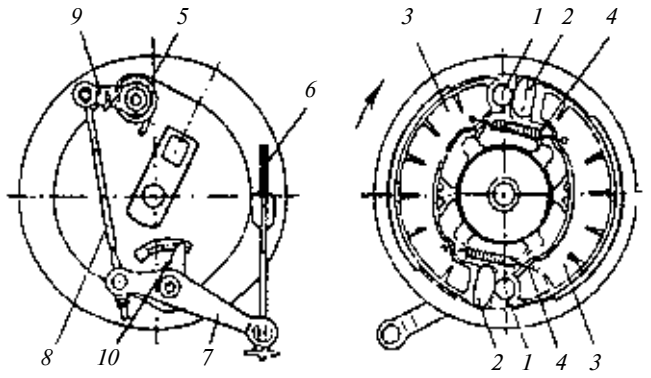


Рис. 2. Двухкулачковый барабанный тормозной механизм мотоцикла:
1 — опорный палец колодки; *2* — разжимной кулак; *3* — колодка; *4* — стяжная пружина; *5* — возвратная пружина; *6* — оболочка троса; *7* — двуплечий рычаг первичного кулака; *8* — тяга; *9* — рычаг вторичного кулака; *10* — указатель износа накладок

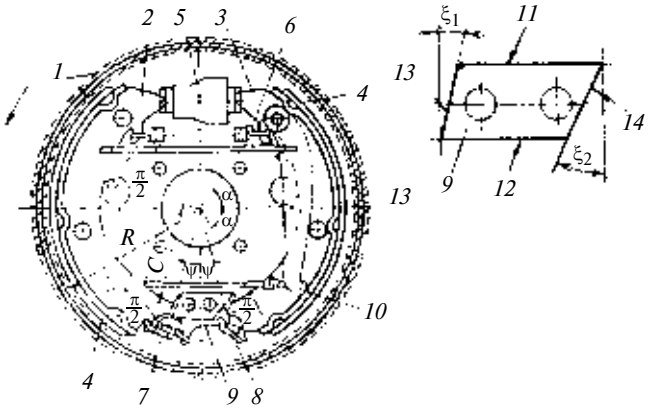


Рис. 3. Двухкулачковый барабанный тормозной механизм мотоцикла:
1 — барабан; *2* и *3* — первичная и вторичная колодки; *4* — фрикционные накладки; *5* — двухступенчатый цилиндр; *6* ÷ *8* — стяжные пружины; *9* — опора; *10* — привод стояночного тормозного механизма; *11* и *12* — нерабочие поверхности; *13* и *14* — рабочие поверхности опоры, взаимодействующие с концами колодок

рис. 2 стрелкой показано направление вращения барабана. Условимся считать первичной колодку, относительно которой тормозной барабан вращается от нажимного конца к опорному концу.

В результате многолетнего сотрудничества с ММВЗ были разработаны различные схемы барабанных тормозных механизмов с самоустанавливающимися колодками. Они просты в изготовлении, но имеют два существенных недостатка — фрикционные накладки первичной и вторичной колодок изнашиваются односторонне серповидно: первичной до металла, вторичной немного у нажимного конца.

На рис. 3 представлена схема барабанного тормозного механизма, в котором эти недостатки устранены. Для обеспечения симметричного износа по длине фрикционных накладок самоустанавливающихся колодок их опорные поверхности выполняются с таким наклоном [6], чтобы опорные реакции уравновешивали силы, стремящиеся сместить опорные концы колодок. Оптимальные углы (ξ_1 и ξ_2) наклона опорных поверхностей самоустанавливающихся колодок определяются по формулам, приведенным в работе [1].

Для обеспечения одинаковых износов фрикционных накладок первичной и вторичной колодок в гидравлическом приводе тормозных механизмов используют двухступенчатый силовой цилиндр, бóльший диаметр которого обращен к вторичной колодке. Значения диаметров (d и D) поршней, разжимающих колодки, определяются по формулам, приведенным в работе [1]. Увеличение момента трения наблюдается и на вторичной колодке.

Во всех известных тормозных механизмах с серводействием (воздействие одной колодки на другую), в которых для увеличения тормозного момента используются силы трения между первичной колодкой и барабаном, колодки связаны промежуточными штангами, шарнирно соединенными с прилежащими концами колодок, при этом приводное усилие прилагается к одной из колодок. В этом случае обе колодки работают как первичные, а приводное усилие на вторичную колодку создается силой трения, передаваемой от первичной колодки, что увеличивает ее по сравнению с приводным усилием первичной колодки примерно в 3 раза и приводит к значительной неуравновешенности тормозного механизма. Кроме того, резкость в работе и нестабильность торможения механизмов с серводействием исключают возможность их использования в качестве рабочих тормозных механизмов несмотря на высокую тормозную эффективность (таблица, четвертая схема).

С целью сохранения достоинств данных тормозных механизмов и устранения их недостатков был создан новый барабанный тормозной механизм, в котором одна самоустанавливающаяся колодка воздействует на другую, что повышает эффективность и стабильность торможения, а также увеличивает долговечность фрикционных накладок вследствие выравнивания нагрузок по длине колодок и между ними [7]. В конструкции на рис. 4, *а* первичная колодка воздействует на вторичную через промежуточный стержень, размещенный в направляющей, которая закреплена на тормозном щите. Причем рабочие поверхности стержня и опоры, взаимодействующие с опорными концами первичной и вторичной колодок, выполнены с наклоном, обеспечивающим симметричный износ по длине накладок. Рабочая поверхность разжимного кулака спрофилирована по эвольвенте окружности. В качестве разжимного устройства могут использоваться гидроцилиндр, клин и др.

Особенностью данного механизма является то, что благодаря введению нового элемента — неподвижной направляющей промежуточного стержня, устраняется основной недостаток — значительная

Характеристики различных схем барабанных тормозных механизмов

Схема механизма	Разжимное устройство; условие	Приводное усилие $Q_1 + Q_2 = 4 \times 10^3$ Н	M_1, 10^2, Н · м	M_2, 10^2, Н · м	Тормозной момент при движении, 10^2 Н · м		$M_п/M_о$
					вперед	назад	
С общей опорой колодок	Кулак; $Q_1 < Q_2$ Цилиндр, клин; $Q_1 = Q_2$	$Q_1 = 1,\ Q_2 = 3$ $Q_1 = 2,\ Q_2 = 2$	1,5 3	1,5 1	3 4	3 4	1 1,3
С разнесенными опорами колодок	Цилиндр, клин; $Q_1 = Q_2$ Кулаки; $Q_1 = Q_2$	$Q_1 = 2,\ Q_2 = 2$ $Q_1 = 2,\ Q_2 = 2$	3 3	— —	6 6	2 2	2 2
С самоустанавливающимися колодками	Кулак; $Q_1 < Q_2$ Цилиндр, клин; $Q_1 = Q_2$	$Q_1 = 1,\ Q_2 = 3$ $Q_1 = 2,\ Q_2 = 2$	1,5 3	1,5 1	3 4	3 4	1 1,3
С шарнирным соединением колодок	Любое	$Q_1 = 4$	6	18	24	2,7	8
С воздействием одной самоустанавливающейся колодки на другую		$Q_1 = 4$	6	6	12	2,7	4

разница приводных усилий на первичной и вторичной колодках. Дальнейшее совершенствование конструкции связано с введением в стержень механизма возврата стержня и осуществлением автоматического регулирования зазора [8] (рис. 4, *б*).

Результаты стендовых и дорожных испытаний опытных образцов данного тормозного механизма подтвердили его работоспособность, уравновешенность и высокую эффективность — момент трения в 4 раза превышает момент трения серийного тормозного механизма мотоцикла ММВЗ (см. рис. 1).

В конструкции тормозного механизма (рис. 5), разработанного совместно с Ю. П. Поздняковым и В. Н. Чирковым для мотокара ТМЗ, в котором колодки в отличие от тормозного механизма, представленного на рис. 4, разжимаются колесным цилиндром, использован двухкулачковый стояночный привод.

Барабанный тормозной механизм характеризуется реверсивностью, уравновешенностью и коэффициентом эффективности. Тормозной механизм является реверсивным, если развиваемый момент трения не зависит от направления вращения барабана. Уравновешенность обеспечивается равенством удельных нагрузок, действующих на накладки колодок равной площади и, следовательно, равенством моментов трения, развиваемых первичными (M_1) и вторичными (M_2) колодками. Коэффициентом эффективности тормозного механизма называется отношение суммарного момента трения, развиваемого колодками, к произведению суммарного приводного усилия и радиуса тормозного барабана.

Последний критерий несколько абстрактен. Целесообразнее оценивать эффективность тормозного механизма в сравнении с эффективностью тормозного механизма с разжимным кулаком (см. рис. 1), в котором первичная и вторичная колодки разви-

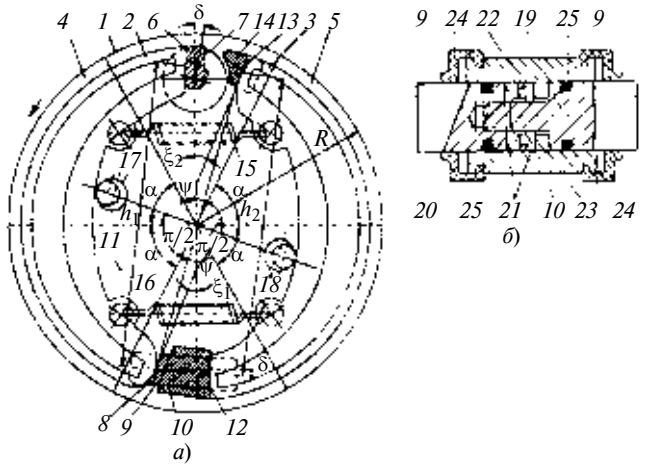


Рис. 4. Барабанный тормозной механизм с самоустанавливающейся колодкой:
1 — барабан; *2* и *3* — первичная и вторичная колодки; *4* и *5* — фрикционные накладки; *6* — рабочая поверхность разжимного кулака; *7* — кулак; *8* и *12* — рабочие поверхности стержня; *9* — стержень; *10* — направляющая; *11* — тормозной щит; *13* — рабочая поверхность опоры; *14* — опора; *15* и *16* — пружины; *17* и *18* — эксцентрики; *19* — винт; *20* — гайка; *21* — тарельчатая пружина; *22* — ограничительная втулка; *23* — упругое разрезное кольцо; *24* — пыльник; *25* — уплотнение

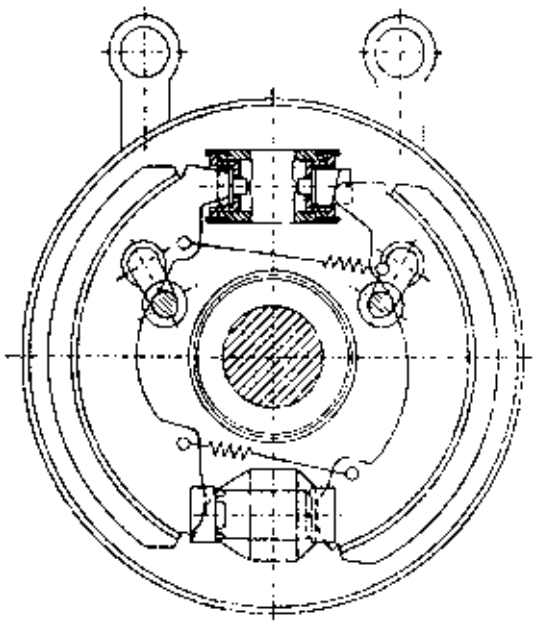


Рис. 5. Барабанный тормозной механизм с серводействием и стояночным приводом

вают одинаковые моменты трения: $M_1/M_2 = 1$; тормозные моменты при движении вперед ($M_п$) и назад ($M_з$) равны, т. е. механизм реверсивен: $M_п/M_з = 1$. При этом соотношение разжимающих усилий первичной и вторичной колодок $Q_1 : Q_2 = 1:3$ при коэффициенте трения $\mu = 0{,}5$.

Таким образом, если обозначить через $M_о$ момент, развиваемый однокулачковым тормозом, то для оценок барабанных тормозных механизмов при прочих равных условиях (радиус R трения, сумма $Q_1 + Q_2$) достаточно рассмотреть следующие показатели: усилия Q_1 и Q_2, отношения M_1/M_2 и $M_п/M_з$, а также отношения рассматриваемых моментов оцениваемого тормозного механизма к моменту $M_о$ однокулачкового тормозного механизма как наиболее распространенного.

В таблице приведены схемы барабанных тормозных механизмов и их показатели при коэффициенте трения $\mu = 0{,}5$, радиусе трения $R = 0{,}075$ м и сумме $Q_1 + Q_2 = 4 \cdot 10^3$ Н.

Разработанный тормозной механизм уравновешен и имеет наилучшую эффективность ($M/M_о = 4$), его единственный недостаток заключается в том, что он нереверсивен: при движении вперед он развивает момент в 4 раза больший обычного, а при движении назад — почти такой же. Но так как движение задним ходом осуществляется, как правило, на незначительной скорости, то этот недостаток незначителен. К тому же его можно устранить, использовав разжимной цилиндр (см. рис. 5).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Мамити Г. И.** Проектирование тормозов автомобилей и мотоциклов. Минск: Дизайн ПРО, 1997. 112 с.
2. **Мамити Г. И.** Расчетная силовая схема барабанного тормоза // Автомобильная промышленность. 1989. № 9. С. 14, 15.
3. **Мамити Г. И.** Функциональный расчет двухколодочных барабанных тормозов // Вестник машиностроения. 1986. № 9. С. 26—28.
4. **Мамити Г. И.** Расчет барабана колесного тормоза на прочность и жесткость // Вестник машиностроения. 1986. № 8. С. 27—28.
5. **Мамити Г. И.** Расчет колодок барабанного тормоза // Вестник машиностроения. 1986. № 7. С. 26—28.
6. **SU 1355798: A1 F 16 D 65/02.**
7. **RU 2006713: C1 F 16 D 65/02.**
8. **BY 4834: C1 F 16 D 51/46.**

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Правила подготовки рукописей смотрите в №7 за 2009 г. на второй странице обложки.

Выставка "Металлургия—Литмаш—2009"

Под таким названием с 12 по 15 мая в павильонах ЦВК "Экспоцентр" проходила международная выставка, представившая большой спектр оборудования и технологий для металлургии и металлообработки, машиностроения и литейного производства. В ее организации приняли участие: ЗАО "Металл-Экспо" (Россия), Мессе Дюсселдорф ГмбН (Германия) при поддержке Министерства промышленности и торговли РФ, Торгово-промышленной палаты РФ, Международного союза металлургов, Немецкой ассоциации выставок и ярмарок (AUMA), ЦВК "Экспоцентр" и др. В статье приведено краткое описание некоторых экспонатов.

НПП "Энерготерм-система" (г. Истра Московской обл.) демонстрировало свои новые разработки.

Установку для непрерывной переплавки металлов и сплавов из подготовленного лома. Установка может служить альтернативой газовым и индукционным печам с относительно большой вместимостью. Эти малогабаритные высокопроизводительные печи (установки) комбинированного нагрева можно разместить перед подачей расплавленного металла в машины литья под давлением или кокильного литья, исключив печи большой вместимости и участки подготовки и подогрева ковшей. К преимуществам установки можно отнести: отсутствие вспомогательного транспортного оборудования; потери металла не более 1,5 %; высокую производительность, отнесенную к единице подводимой мощности по сравнению с традиционными способами; более низкий (до 400 кВт/ч на тонну) удельный расход электроэнергии.

Водородную электропечь для нагрева заготовок из молибдена и молибденовых сплавов до температуры 1350 °С в среде водорода или в воздушной среде. Тип нагревателей — проволочные спиральные мощностью 35 кВт. Габаритные размеры рабочей камеры 1030 × 330 × 290 мм. Габаритные размеры электропечи 2035 × 2975 × 2280 мм.

ООО "Толедо" (Россия, г. Набережные челны) — производитель современного литейного и плавильного оборудования предложило свою продукцию.

Дуговые печи постоянного и переменного тока (*ДППТ и ДСП*) для плавки черных и цветных металлов, их сплавов и проведения исследований в области металлургии. В дуговых печах возможно проведение практически любых металлургических процессов, связанных с обработкой металлов горячими шлаками: десульфации, дефосфорации, дегазации, рафинирования металла от других вредных примесей.

Руднотермические дуговые печи постоянного тока (*РДППТ*) для выплавки ферросплавов, медных и никелевых штейнов, получения огнеупоров, синтетических шлаков; в химической промышленности для получения фосфора, карбида кальция и т. п.; для рафинирования сплавов-полупродуктов; переплава автомобильных катализаторов и производства базальтового волокна (минеральной ваты).

Печи электрошлакового переплава (*ЭШП*) для производства слитков из высококачественных сталей — шарикоподшипниковых, конструкционных, коррозионно-стойких, жаропрочных, теплостойких, валковых и т. п., а также для переплава стружки цветных и легированных сталей.

Центробежные литьевые машины (*ЦЛМ*) для получения тел вращения (трубы, втулки, гильзы, цилиндры двигателей, кольца подшипников качения, роторы электродвигателей, венцы червячных колес и т. п.) из различных материалов. Вертикальные ЦЛМ применяются для изготовления относительно коротких цилиндрических отливок типа втулок, колец и т. п. Горизонтальные ЦЛМ применяются для изготовления отливок типа труб, гильз и т. п. практически любой длины.

ЗАО "Атлант" Барановический станкостроительный завод" (Республика Беларусь) показал на выставке свою продукцию.

Ленточно-отрезной станок мод. БЗС 5001, работающий в наладочном, полуавтоматическом и автоматическом режимах. Визуальный контроль режимов резания по скорости, счетчика числа резцов позволяет с панели оператора регулировать процесс резания. Контроль подачи пилы осуществляется по манометрам с возможностью регулирования в процессе резания. Для несения технологических заданий (длина заготовки, число отрезаемых заготовок и т. п.) существуют 100 технологических программ. Линия реза контролируется лазерным указателем. Привод главного движения —моторредуктор продольного перемещения, шаговый электродвигатель. Наибольшие размеры разрезаемого материала: при угле распила 90° — круглого сечения до 335 мм, прямоугольного — 500 × 335 мм; при угле распила 45° — круглого сечения 330 мм, прямоугольного — 320 × 335 мм; при угле распила 60° — круглого сечения 200 мм, прямоугольного — 200 × 335 мм. Пакетная резка: ширина до 500 мм, высота 15 ÷ 335 мм. Максимальная длина разрезаемой заготовки (при наличии роликового конвейера длиной 6000 мм) 12000 мм, массой 250 кг, точность резки ± 0,3 мм. Угол поворота пильной рамы в горизонтальной плоскости до 60°. Минимальная длина заготовки, захватываемой губками тисков при ручном режиме, 70 мм, при автоматическом — 110 мм. Скорость резания (регулирование бесступенчатое) 32 ÷ 135 мм. Размеры полотна пилы 4400 × 34 × 1,1 мм. Габаритные размеры станка 2320 × 2200 × 1900 мм, масса 1,5 т.

Установку брикетирования мод. БЗС 5002, оснащенную бункером с ворошителем и шнековой подачей, аксиально-поршневым насосом переменной производительности и управляемым регулятором мощности. Совмещение выталкивания брикета с рабочим ходом главного цилиндра сокращает время технологического цикла. Автоматическая поднастройка объема стружки, засыпаемой в камеру предварительного прессования, обеспечивает стабильные размеры брикета. Отводящийся лоток обеспечивает выгрузку брикетов в емкость больших размеров. Размер брикета ≈ 100 × 60 мм, усилие прессования до 280 т. Производительность установки при изготовлении брикетов из стружки, г/ч: стальной 0,2 ÷ 0,7; алюминиевой 0,1 ÷ 0,3; чугунной 0,5 ÷ 0,6; бронзовой 0,3 ÷ 0,5; медной 0,35 ÷ 0,55. Питающее напряжение установки 380 В, мощность привода 22 кВт. Ее габаритные размеры 2360 × 2030 × 1920 мм, масса 6,6 т.

Правильно-отрезной станок мод. БЗС 0204 для правки и резки проволоки. Диаметр обрабатываемой проволоки 0,8 ÷ 2,5 мм. Производительность станка при длине прутка 180 ÷ 330 мм — 120 шт./ мин; при длине 15 ÷ 180 мм — 260 шт./мин. Питающее напряжение станка 380 В, мощность главного электродвигателя разматывателя 4 кВт. Габаритные размеры 2700 × 7000 × 2100 мм, масса 5 т.

Фирма Nalkho Techno SA (г. Москва) предложила анализаторы и другое оборудование для предприятий машиностроения.

Компактный одноматричный оптический эмиссионный спектрометр мод. GS 1000 для экспресс-анализа металлов. Он обеспечивает точный анализ коротковолновых элементов, например углерода, фосфора, серы в стали или чугуне и фосфора в алюминии. Решает широкий круг практических задач небольшого и среднего литейного производства. Применяется: для контроля химического состава металлов и сплавов; экспресс-анализа по ходу плавки; технологического контроля заготовок и изделий; сертификации литейной продукции; контроля качества металлоконструкций, арматуры и элементов в машиностроении и строительной индустрии. Оптическая система горизонтальная, диапазон длин волн 120 ÷ 800 мм, механическая стабильность достигается за счет литой рамы из специального сплава с низким коэффициентом расширения. Вакуумная камера обеспечивает надежное измерение в течение длительного времени. Цифровой генератор, управляемый микропроцессором, позволяет гибко регулировать параметры тока возбуждения и проводить точный анализ. Оптимальные условия возбуждения выбираются для каждой аналитической программы и каждого металла или его сплава. Программное обеспечение — стандартный пакет OBLF Win^{TM} для операционной среды MS Windows^{TM}. Питающее напряжение спектрометра 230 В, потребляемая мощность в режимах ожидания 300 Вт и анализа 1,5 кВт. Габаритные размеры 600 × 1050 × 1210 мм, масса 330 кг.

Шлифовально-полировальные станки мод. серии FORCIPOL, оснащенные цифровым дисплеем, позволяющим устанавливать оптимальную скорость для каждого этапа подготовки образца. Элементы привода закреплены на устойчивом литом алюминиевом основании. Диски станка монтируются на шариковых подшипниках, рассчитанных на высокое давление при подготовке больших образцов. Подвод воды для мокрой шлифовки и гибкая система слива с контрольными клапанами — стандартные конструкционные особенности станков. Станки могут быть использованы для шлифования, притирки и полирования при применении материалов с магнитным креплением (магнитная фольга, тонкие металлические диски) или быстрой сменой дисков. Для автоматизации работы при подготовке большого числа образцов станки оснащены специальной головкой FORCIMAT, которая может быть установлена на всех станках данной серии. Головка быстро и надежно позиционируется в рабочем положении специальным зажимным механизмом. Она обеспечивает быструю смену держателей образцов с диаметром отверстий 25 ÷ 50 мм. Держатель позволяет готовить одновременно до шести шлифов и приводится во вращение (120 мин$^{-1}$) двигателем постоянного тока мощностью 60 Вт. Корпус головки изготовлен из стеклопластика и оснащен сенсорной передней панелью. После нажатия кнопки "Start" головка FORCIMAT и станок FORCIPOL начинают одновременную работу. После окончания цикла подготовки они одновременно останавливаются и звуковой сигнал извещает оператора о выполнении заданной программы. Как пример, приведем краткое описание одного из станков этой серии.

Станок FORCIPOL 2V имеет два диска с переменной частотой вращения 50 ÷ 600 мин$^{-1}$. Это наиболее универсальный шлифовально-полировальный станок, особенно для лабораторий, работающих с широким диапазоном материалов. При использовании головки FORCIMAT станок превращается в гибкую универсальную систему подготовки образцов в автоматическом режиме.

Отрезной станок мод. METACUT 350 предназначен для мокрого абразивного резания металла, керамики или композитных материалов при подготовке металлографических образцов, поверхность которых требует минимальной обработки на дальнейших стадиях шлифования и полирования. На станке можно разрезать детали диаметром до 130 мм. Он оснащен двигателем мощностью 5,6 кВт, вращающим отрезной круг в направлении образца. Стол станка имеет Т-образные прорези, позволяющие быстро монтировать различные зажимные устройства. Для фиксации деталей большого размера или сложной формы устанавливаются специаль-

ные держатели. Блокировочные устройства препятствуют запуску двигателя при поднятом защитном кожухе. Система электронного торможения обеспечивает остановку станка через несколько секунд после выключения. Диаметр отрезного круга 400 мм, частота его вращения 2200 мин$^{-1}$, размер рабочего стола 360 × 360 мм. Питающее напряжение станка 380 В. Его габаритные размеры 1100 × 1130 × 1460 мм, масса 365 кг.

Компания Ipsen International GmbH (Германия) — ведущий мировой разработчик-производитель оборудования и технологий для термообработки предложила потребителям свои разработки.

Атмосферную печь мод. DAC-27-ER со встроенной системой быстрого охлаждения для отпуска, отжига, газового азотирования и карбонитрирования, никотрирования, пред- и постокисления с температурами до 750 °С. Печь имеет газонепроницаемый корпус. Дверь рабочей камеры оснащена пневмоприводом. Внутренняя поверхность камеры нагрева выложена многослойным изоляционным керамоволокном. В нижней части камеры находится роликовый конвейер из жаростойкого материала, под которым смонтирован вентилятор для принудительной циркуляции атмосферы печи и улучшения теплопереноса. Нагревательная система расположена в тыловой части печи. Между системой нагрева и рабочим пространством камеры установлен изолирующий экран из жаростойкой листовой стали для защиты садки от прямого теплоизлучения. Для охлаждения садки в верхней части печи установлен водоохлаждаемый теплообменник. При термообработке теплообменник отделяется от камеры печи изолирующим люком. При форсированном охлаждении атмосферы люк выдвигается в камеру нагрева. Программное обеспечение позволяет интегрировать печь в технологическую линию. Для отпуска и отжига в печь подается азот или формирующий газ. Возможна подача эндогаза (опциона). При азотировании или карбонитрировании в печь подаются NH_3 с эндогазом или N_2 и CO_2 или газ расщепления. Пред- и постокисление предусматривают подачу в печную атмосферу воздуха или воды. Система дожигания продуктов горения обеспечивает низкие показатели загрязнения окружающей среды. При азотировании и карбонитрировании система контроля на базе датчика HydroNit в постоянном режиме измеряет уровень H_2 в печной атмосфере и пересчитывает коэффициент азотного потенциала KN. Это дает возможность достигать заданных параметров. Для управления процессом постокисления — получения требуемых слоев окисла железа, используется кислородная проба ProNox, которая контролирует кислородный потенциал атмосферы. Максимальный размер садки 1220 × 1520 × 910 м, масса 1,3 т. Производительность печи по стали 800 кг/ч, время охлаждения 2,1 ч, расход газа 9,8 м^3/ч, мощность печи 156 кВт.

Систему управления Ipsen Carb-O-Prof для контроля печной атмосферы. Она регистрирует, контролирует и управляет параметрами технологического процесса, документирует результаты и архивирует информацию. Применение системы экономит время и деньги за счет быстрой и слаженной работы оборудования. Диаграммы состояния в текущем режиме времени позволяют пользователю получить полное представление о положении обработки. Система построена на хорошо опробированной компонентной базе, позволяющей работать в жестких условиях промышленного производства. Она неприхотлива в обслуживании и ремонте, легко устанавливается и конфигурируется. Даже в случае сбоя работы ПК управление работой печи осуществляется программатором SPS, гарантируя завершение процесса обработки и сохранение садки. Система легко перестраивается и интегрируется, как составная часть в Ipsen АСУП AutoMag, управляющей в автоматическом режиме обрабатывающим центром, включающим различные взаимосвязанные единицы: печи, моечные устройства, системы подготовки и транспортировки садки.

Компания KÖRNER Chemieanlagenbau Ges.m.b.H. (Австрия) предложила нагревательные плиты мод. KVK оригинальной конструкции для любого типа ванн: горячего промывания, обезжиривания, флюкс- и HCL травления, а также смешанных солей. Они состоят из защитной плиты, за которой расположены устойчивые к действию щелочей и кислот пластмассовые шланги. Нагревательные плиты KVK устроены таким образом, что циркуляция среды происходит естественным путем. Внизу нагревательной плиты находятся выпускные отверстия. Затухание электромагнитных полей в волноводах между защитной плитой и стенкой контейнера ведет к увеличению скорости потока, поступающего в травильную ванну. Поэтому нет необходимости осуществлять циркуляцию с помощью насосов. В качестве нагревательной среды можно использовать горячую воду или пар. Температура ванны контролируется термостатом в автоматическом режиме.

Компания OTO MILLS (Италия) — разработчик и производитель технологических линий по производству сварных труб, предложила потребителям *машины для сварки полос* в автоматическом режиме, например, начала и конца рулонов. В машинах предусмотрены повышенная безопасность работы и прецизионные механические узлы. Машины обеспечивают точную и непрерывную сварку материалов шириной 30 ÷ 100 мм и толщиной 0,3 ÷ 16 мм. Предусмотрены: устройство контроля полосы и ее подачи в тиски, обрезка кромок, сварочный цикл, обработка сварочного шва и выдача полосы с соеди-

нением встык. Конструкция машины упрощает контроль оператором результатов сварки.

Компания Dantherm Filtration GMBH (Германия) — один из ведущих производителей современных систем сухой пыле- и газоочистки, предложила потребителям различных отраслей промышленности *технологии и фильтры типа FS и FD*, улучшающие состояние окружающей среды в производственных цехах. Фильтр работает следующим образом. Загрязненный воздух из камеры попадает в фильтр, проходит через его карманы сверху вниз (по принципу падения), и попадает в камеру очищенного воздуха. При этом пыль оседает на фильтровальной ткани, образуя важный для фильтрации элемент, так называемый дополнительный фильтрующий слой. Через фиксированные интервалы времени происходит запрограммированный процесс очистки фильтров — пыль из карманов фильтра попадает в пылесборник и удаляется механизмами выгрузки. Установка работает автономно, не требуя присутствия оператора. Объем воздуха на один модуль установки составляет $10000 \div 250000$ м^3/ч. Фильтрующая поверхность на один модуль установки $100 \div 2300$ м^2.

Помимо традиционной системы регенерации фильтрующих элементов сжатым воздухом компания предложила систему очистки воздухом малого давления. В этом случае воздух подается центробежным вентилятором, который смонтирован на корпусе фильтра. Это делает фильтр независимым от подачи сжатого воздуха и снижает энергопотребление, а также увеличивает срок службы карманов фильтра. Карманы фильтра устанавливаются горизонтально, что позволяет производить их замену сбоку через двери, предназначенные для осмотра и технического обслуживания. Таким образом, отсутствует необходимость наличия свободного пространства над фильтром, как в случае с рукавными фильтрами, и он может устанавливаться даже в низких помещениях.

Выставка дала возможность специалистам ознакомиться с современными процессами в черной и цветной металлургии, новыми типами оборудования, представленными российскими и зарубежными металлургическими и машиностроительными компаниями.

А. Н. ИВАНОВ, чл.-корр. АПК,
тел.: 8-926-211-08-42

Вниманию подписчиков!

В последнее время участились случаи контрафактного издания журналов нашего издательства, сопровождающиеся нарушением технических стандартов полиграфии. Нередко покупателями контрафактных изданий становятся бюджетные организации, заключившие договор с недобросовестными поставщиками в результате тендера. Кроме того, такие поставщики зачастую не выполняют своих обязательств по подписке, что влечет за собой обращение подписчиков в редакции журналов. Напоминаем, что изготовление и распространение контрафактной продукции подпадает под действие Уголовного Кодекса РФ.

ООО "Издательство Машиностроение" обладает исключительными правами на выпуск и реализацию своих периодических изданий, поэтому для оформления подписки у нас не требуется участия ни в каких тендерах. Издательство предоставляет все документы, которые необходимы государственным учреждениям.

ООО "Издательство Машиностроение" предоставляет журналы по минимальной отпускной цене. Постоянным подписчикам дается скидка — 3 %.

Ежемесячная отправка журналов заказной бандеролью осуществляется за счет издательства.

Приглашаем Вас оформлять подписку на журналы издательства в отделе продаж, маркетинга и рекламы:

107076, г. Москва, Стромынский пер., д. 4. Тел.: (499) 269-6600, 269-5298. Факс: (499) 269-4897.

E-mail: realiz@mashin.ru www.mashin.ru

Обращайте внимание на качество журналов, получаемых по подписке не в издательстве!

Издательство не несет ответственности за низкое качество журналов, приобретаемых у недобросовестных поставщиков, и не принимает их к обмену.