



# ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

9  
2010

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  
"Аллerton Пресс" (США)*



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

Адрес редакции:

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

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 об-  
работки 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 (пред-  
седатель 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)

# СОДЕРЖАНИЕ

# CONTENTS

## КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Медведев Ю. А., Кузнецов В. П. — Методика анализа свойств многодвигательного электрогидравлического привода со случайными вариациями параметров . . . . .	3
Гольдфарб В. И., Каракулов М. Н. — Основные принципы и структура процесса проектирования плунжерных передач. . . . .	8
Лустенков М. Е. — Планетарные шариковые передачи. Особенности расчетов на прочность . . . . .	13
Белобородов С. М. — Расчетно-объемный метод балансировки роторов . . . . .	17
Дубовик В. А., Кирсанов С. В. — Основное движение двухмаятникового автобалансира на гибком валу с упругодемпифицирующими опорами . . . . .	20
Колокольцев В. А., Аврамов М. В. — Схематизация случайных процессов нагружения в расчете деталей машин по сопротивлению усталости . . . . .	23
Рязанцев В. М., Плясов В. В. — Определение сил, действующих на винты в двух- и трехпоршневых двухвинтовых насосах . . . . .	29
Попов В. А. — Критерий, определяющий повышенные эксплуатационные свойства передач зацеплением . . . . .	37
Полунян А. А., Жеглов Л. Ф., Фоминых А. Б. — Определение показателей потерь энергии в элементах конструкции автомобиля . . . . .	40
Винокуров Г. Г., Попов О. Н. — Статистическое описание микрографии поверхности трения порошковых покрытий и материалов, полученных высокогенергетическими технологиями . . . . .	44
Петрова П. Н., Федоров А. Л. — Разработка полимерных композитов на основе политетрафторэтилена с повышенной износостойкостью для узлов сухого трения . . . . .	50

## ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Базров Б. М., Арзыбаев А. М. — Выбор технологических решений при изготовлении деталей . . . . .	54
Комаишко С. Г., Кулик Г. Н., Моисей М. В., Сузdal' К. В., Тонконог А. Ю., Плужников С. К. — Гибридные технологии при производстве машиностроительных заготовок . . . . .	57
Королев Д. А., Ромашин В. Г., Шадрин А. П., Неповинных О. В., Рогов В. А. — Использование адаптивной системы управления приводом перемещения инструмента при механической обработке . . . . .	59
Симонян М. М., Балаян В. А., Kocharyan K. S. — Влияние адгезии на работоспособность твердосплавного инструмента при выходе из зоны резания с нулевой толщиной среза . . . . .	62
Кирюхантsev-Korneev F. V., Shirmanov N. A., Sheveiko A. N., Levashov E. A., Petrzhik M. I., Shtansky D. V. — Наноструктурированные износостойкие покрытия для металлорежущего инструмента, полученные методом электродугового испарения и магнетронного распыления . . . . .	65

### Серия статей

#### "Проблемы теории и практики резания материалов"

Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю., Савкин А. И. — Разработка новой теории тепловых процессов резания. 4. Анализ основных теоретических исследований теплофизики резания. Часть 6 . . . . .	76
--	----

## ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Ревуцкий Л. Д. — Уточненная формула для определения экономически справедливой рыночной стоимости предприятия . . . . .	83
--	----

## ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Колесников К. С., Дубровский В. А. — О деятельности ОЭММПУ РАН по научному направлению "Машиностроение" в 2009 году . . . . .	88
---	----

Иванов А. Н. — Выставка "Высокие технологии XXI века" . . . . .	94
---	----

Художественный редактор Т. Н. Галицина

Технический редактор О. А. Ефремова

Корректор Л. М. Мазурина

## DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Medvedev Yu. A., Kuznetsov V. P. — Analysis technique of properties of a multi-motor electric-hydraulic drive with stochastic variations of the parameters	
Gol'dfarb V. I., Karakulov M. N. — Basic principles and structure of the plunger gears engineering process	
Lustenkov M. E. — Planetary ball gears. Strength analysis peculiarities	
Beloborodov S. M. — Calculated-volumetric method of the rotors balancing	
Dubovik V. A., Kirsanov S. V. — Basic motion of a two-pendulum auto-balance on a flexible shaft with the elastic-deforming supports	
Kolokol'tsev V. A., Avramov M. V. — Schematization of random loading processes at calculation of the machinery regarding the fatigue resistance	
Ryazantsev V. M., Plyasov V. V. — Determination of the forces acting on the screws in the double-seat and triple-seat screw pumps	
Popov V. A. A criterion, determining the enhanced operating ability of cohesion gears	
Polunyan A. A., Zheglov L. F., Fominykh A. B. — Determination of the energy loss indices in the elements of a motor-car design	
Vinokurov G. G., Popov O. N. — Statistical description of the friction surface microgeometry of the powder coatings and of the materials, obtained by high-energy technologies	
Petrova P. N., Fedorov A. L. — Development of polymer composites on the basis of the PTFE with enhanced wear resistant for the dry friction assemblies	

## MANUFACTURING ENGINEERING

Bazrov B. M., Arzybaev A. M. — A choice of the technological solutions in the production of details.	
Komaishko S. G., Kulik G. N., Moisey M. V., Suzdal' K. V., Tonkonog A. Yu., Pluzhnikov S. K. — Hybrid technologies in the production of the engineering part blanks	
Korolev D. A., Romashin V. G., Shadrin A. P., Nepovinnykh O. V., Rogov V. A. — Using of an adaptive control system of the tool transfer drive at the machining	
Simonyan M. M., Balayan V. A., Kocharyan K. S. — Influence of adhesion upon the working capacity of the cemented-carbide tool at the exit from the cutting zone with zero shear thickness	
Kiryukhantsev-Korneev F. V., Shirmanov N. A., Sheveiko A. N., Levashov E. A., Petrzhik M. I., Shtansky D. V. — Nanostructured wear-proof coatings for the metal-cutting tool, obtained by the method of arc evaporation and magnetron spraying	

### Series of articles

#### "The theory and practice problems of the materials cutting"

Vorontsov A. L., Sultan-Zade N. M., Albagachiev A. Yu., Savkin A. I. — Development of a new theory of cutting thermal processes. 4. Analysis of the basic theoretical researches of the cutting thermal physics. Part 6	
---	--

## PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

Revutsky L. D. — A refined formula for evaluation of economically sound market value of the enterprises	
---	--

## TECHNICAL INFORMATION

Kolesnikov K. S., Dubrovsky V. A. — On the activities of Division of power, engineering, mechanics, and management processes (DPEMMP) of Russian Academy of Sciences regarding the scientific trend "Engineering Industry" in 2009	
--	--

Ivanov A. N. — "High Technologies of XXI century" exhibition	
--	--

Сдано в набор 05.07.2010. Подписано в печать 19.08.2010.

Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 13,91. Заказ 635.

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.

# КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 62-82/.-83

Ю. А. МЕДВЕДЕВ, В. П. КУЗНЕЦОВ, кандидаты технических наук  
(Владимирский ГУ), e-mail: medvedev@vladggu.ru

## Методика анализа свойств многодвигательного электрогидравлического привода со случайными вариациями параметров

Раскрыт стохастический характер свойств многодвигательного электрогидравлического привода. Предложена методика анализа на основе понятия области одновременного выполнения требуемых динамических свойств привода.

**Ключевые слова:** электрогидравлические приводы, системы управления, вероятностный подход к расчету.

A stochastic character of properties of a multi-motor electric-hydraulic drive is uncovered. The analysis technique, based on the concept of area of synchronous performance of the required dynamic properties of the drive, is proposed.

**Keywords:** electric-hydraulic drives, control systems, probabilistic approach to a calculation.

Одной из характерных особенностей промышленных гидроприводов является изменение их параметров в широких пределах, что отражается на стабильности характеристик систем автоматического управления. Переменными могут быть параметры как регулируемого объекта, так и управляющих устройств. В условиях эксплуатации параметры элементов гидропривода могут быстро колебаться относительно средних значений под влиянием, например, вибрации, кратковременных перегрузок, при изменении температуры рабочей жидкости. Такие процессы, как старение и изнашивание, приводят к постоянному изменению параметров, весьма трудно поддающемуся предварительному учету. Вместе с тем учитывать возможные изменения параметров регулируемого объекта и других элементов гидропривода необходимо на всех этапах его создания и эксплуатации.

Практика показывает, что физические параметры многодвигательного гидравлического исполнительного механизма по ряду причин могут изменяться случайным образом, поэтому его свойства будут носить стохастический характер.

Всякая реальная система подвержена влиянию внешних и внутренних (параметрических) случайных возмущений, первые из которых вызваны воздействием внешней среды, а вторые — разбросом конструктивных параметров, характеристик элементов. Из всего многообразия параметров отдельные могут быть как случайными, так и неслучайными величинами.

Понятие случайного параметра является весьма широким. Случайными параметрами могут быть случайные величины и случайные функции времени (последние можно характеризовать как мультиплексные помехи). Известно, что функция, описывающая изменение параметра во времени, является некоторой случайной функцией, те или иные статистические характеристики которой известны.

Всю совокупность параметров привода можно условно подразделить на внутренние и внешние (входные и выходные). Естественно, нестабильность параметров будет зависеть от их физической природы, условий эксплуатации и др.

Составляющие вектора всех параметров привода системы зависят:

1) от случайных отклонений в технологическом процессе при массовом производстве (технологический разброс значений параметров элементов от образца к образцу, от изделия к изделию; выбор производственных допусков при изготовлении, а также отклонения от номинала в пределах допуска; принципиальная неидентичность процесса изменения и, следовательно, невозможность точной реализации заданных характеристик; условия хранения элементов и т. п.);

2) от изменяющихся, как правило неслучайным образом, условий работы (неконтролируемые условия окружающей среды), выступающих как деста-

билизирующие факторы: а) климатические (изменение температуры, повышенная влажность, пониженное атмосферное давление, иней и роса, морской туман, солнечная радиация, запыленность, ветровые воздействия атмосферы); б) механические (вибрации, удары, дисбаланс, линейные ускорения и т. п.); в) нагрузочные (переменность момента инерции, изменение момента трения, жесткость крепления, перегрузки, взаимонагружение в многодвигательном соединении и др.); г) изменения в системе питания (просадка приводного двигателя гидронасоса в электрогидравлическом приводе (ЭГП), изменение физико-механических свойств рабочей жидкости и ее загрязненность);

3) от процессов старения и изнашивания оборудования (медленные изменения параметров элементов и др.).

Таким образом, причинами отклонения параметров от расчетных номинальных значений являются в первую очередь производственные допуски при изготовлении элементов, а также их медленные изменения в результате старения и изнашивания. Иногда случайные вариации параметров вызваны большим числом параметрических возмущений, например, изменением температуры и загрязненности рабочей жидкости, кратковременными перегрузками, пульсациями давления, которые приводят к значительным колебаниям параметров относительно расчетных [1,2].

В рассматриваемом в статье классе многодвигательных электрогидравлических исполнительных механизмов случайная неидентичность характеристик "одинаковых" объединяемых приводов приводит к появлению взаимонагружения [3].

Специфика предлагаемого использования вероятностного подхода заключается в том, что детерминированная модель системы управления принимается в качестве первого приближения с целью последующего уточнения ее параметров. Многомерность вектора параметров (вследствие многодвигательного соединения) потребовала использования также матричных методов исследований.

Методика большинства известных работ, посвященных исследованию электрогидравлических систем со случайными параметрами, основана либо на теории чувствительности [4, 5], либо на методах статистической динамики [6]. Теория чувствительности дает возможность оценить влияние "малых" отклонений параметров от номинальных значений на динамику привода, однако при этом не определяется предельная конечная величина этих малых отклонений. Кроме того, при разложении исследуемой функции в ряд (основное при определении функций чувствительности) и учете лишь линейного члена разложения игнорируется истинный характер исследуемой функции, что мо-

жет привести к принципиально неверным результатам. Учет же линейных членов разложения усложняет методику настолько, что пропадает наглядность изложения.

Практика конструирования и исследования реальных электрогидроприводов указывает на то, что изменения параметров зачастую настолько значительны, что применение функций чувствительности просто невозможно. Например, для быстродействующих сильно нагруженных электрогидравлических следящих приводов флуктуации постоянных времени отдельных элементов становятся иногда соизмеримыми с их номинальными значениями, равными нескольким миллисекундам. Необходимо учитывать, что при значительных вариациях параметров вполне вероятно качественное изменение динамических показателей следящего привода вплоть до потери им устойчивости, т. е. условие "грубости" не выполняется. Решение задачи несколько облегчается тем, что число таких параметров, как правило, невелико.

В настоящее время еще недостаточно изучены статистические характеристики варьируемых параметров и случайные режимы электрогидропривода, поэтому будем рассматривать его при некоторых допущениях, например: привод считается стационарным, т. е. случайные изменения параметров происходят медленнее переходных процессов; управляющие воздействия являются детерминированными функциями времени, а случайные вариации параметров или коэффициентов уравнений, описывающих динамику электрогидропривода, имеют нормальный закон распределения с известными статистическими характеристиками.

Предлагаемая методика решения задачи основана на классических методах теории автоматического управления с использованием элементов теории вероятностей и функционального анализа. На единой методологической основе рассматриваются взаимосвязанные вопросы широкого класса электрогидравлических приводов с неизменной структурой, но со случайными численными значениями параметров: кинематика, статика, динамика, энергетика и надежность с учетом их стохастического характера [7].

Основная идея методики заключается в следующем: свойства системы заданной структуры в общем случае зависят от  $n$  параметров элементов или коэффициентов дифференциальных уравнений, которыми описывается привод, причем эти параметры или часть из них более или менее неизменны или допускают точную регулировку, между тем как некоторые другие параметры ненадежны, так как их значения могут сильно меняться или точно не определены. В этом случае, естественно, приходится искать условия, которым должны удовлетворять

параметры, чтобы обеспечить требуемую работоспособность при любых значениях ненадежных параметров или же при значениях последних, принадлежащих некоторой области.

Допустим, что некоторая заданная динамическая структура привода зависит от  $n$  параметров ( $V_1, V_2, \dots, V_n$ ), численные значения которых изменяются случайным образом.

Назовем  $n$ -мерное пространство  $Q_n$ , состоящее из точек  $A$  с декартовыми координатами  $V_i (i = 1, 2, \dots, n)$ , пространством параметров проектируемого привода. Очевидно, что каждой точке  $A$  пространства  $Q_n$  будет соответствовать конкретный набор параметров  $V_1, V_2, \dots, V_n$  и наоборот. На основе практического опыта для каждого из  $n$  параметров можно указать разумные границы их изменения в виде неравенств

$$V_i^* \leq V_i \leq V_i^{**} (i = 1, 2, \dots, n), \quad (1)$$

где  $V_i^*$  и  $V_i^{**}$  — минимальные и максимальные постоянные величины.

Ограничения (1) выделяют в пространстве  $Q_n$   $n$ -мерный объем, равный произведению

$$V = (V_1^{**} - V_1^*)(V_2^{**} - V_2^*) \times \dots \times (V_n^{**} - V_n^*), \quad (2)$$

каждой точке которого будет соответствовать набор параметров, удовлетворяющих неравенствам (1).

Точкам  $A$  объема (2) будут соответствовать некоторые свойства системы, которые могут рассматриваться как функции от  $n$  случайных параметров. Рабочий процесс привода будет описываться дифференциальным уравнением, коэффициенты которого  $C_f (f = 1, 2, \dots, t)$  являются функциями параметров точки и изменяются случайным образом в пределах

$$C_f^* \leq C_f \leq (A) \leq C_f^{**}, \quad (3)$$

где  $C_f^*$  и  $C_f^{**}$  — минимальные и максимальные значения функциональных ограничений.

При известных статистических характеристиках параметров  $V_i$  для коэффициентов  $C_f$  можно указать, например, математическое ожидание  $M[C_f]$  и среднеквадратические отклонения  $\sigma[C_f]$ .

Свойства системы будем оценивать совокупностью критериев  $K_1(A), K_2(A), \dots, K_l(A)$ , каждый из которых ограничен неравенством

$$K_v(A) \leq K_v^{**} (v = 1, 2, \dots, l), \quad (4)$$

где  $K_v(A)$  — различные критерии качества, характеризующие свойства следящего привода (например динамические свойства: перерегулирование, полоса пропускания, коэффициент ошибки по скорости

и др.);  $K_v^{**}$  — худшее приемлемое значение  $v$ -го критерия, т. е. чем меньше  $K_v(A)$ , тем лучше привод (при прочих равных условиях).

Обоснованный выбор критериальных ограничений (4) базируется на предварительной оценке возможностей привода по каждому критерию, в частности на знании диапазонов изменения каждого из них. При известной функции распределения случайных параметров  $V_i$  их расчетные значения должны выбираться таким образом, чтобы средние отклонения критериев  $K_v(A)$  от желаемых значений  $K_v^{**}$  были бы минимальными. Очевидно, значения критериев  $K_v(A)$ , рассчитанные для допустимых точек, должны принимать значения в соответствии с ограничениями (4) и изменяться случайным образом по закону, который может быть определен при обработке результатов расчета.

При совместном рассмотрении пространства рассеяния случайных значений параметров привода с пространством заданных свойств в функции этих параметров можно выделить множество точек  $A$ , удовлетворяющих неравенствам (1), (3) и (4), которое назовем множеством  $D$  допустимых точек. В этом множестве можно выделить подмножества (подпространства или области), в которых реализуются различные свойства привода, например динамические свойства:  $Q_{\text{пр}}$  — область работы привода;  $Q_k (k = \overline{1, l})$  — области заданного качества, где  $Q_1$  — область определенной длительности и характера переходного процесса;  $Q_2$  — область некоторого значения ошибки слежения и т. п. Очевидно, что  $Q_k \subset Q_{\text{пр}} \subset Q_n$ , поэтому параметры привода с соответствующими динамическими свойствами можно выбирать в подмножестве  $Q_k$ . Тогда пересечение  $l$  рассматриваемых областей заданных качеств будет равно подмножеству  $R = Q_1 \cap Q_2 \cap \dots$

$$\cap Q_l = \sum_{k=1}^l Q_k, \text{ которое соответствует области } R \text{ одновременного выполнения различных динамических свойств, а реализация совокупности требуемых качеств в пространстве } Q_n \text{ соответствует условию } \vec{V} \in R \text{ с предписанной вероятностью, } P[\vec{V} \in R] = \int_{(R)} f(\vec{V}) d\vec{V} \geq P_{\text{пр}},$$

где  $\vec{V} = \{V_1, V_2, \dots, V_n\}$ ,  $f(\vec{V}) = f(V_1, V_2, \dots, V_n)$  —  $n$ -мерная функция плотности вероятности вектора случайных параметров  $V_j$ .

В частном случае, когда среди  $n$  параметров заданной динамической структуры привода только  $m$  являются случайными,  $(n - m)$  параметров будут детерминированными. Тогда совокупность  $m$  случайных параметров образуют  $m$ -мерное пространство, в котором величины удобно рассматривать

как координаты некоторого параметрического случайного вектора

$$\vec{V} = \{V_1, V_2, \dots, V_m\}. \quad (5)$$

Очевидно, что  $Q_m \subset Q_n$ . Свойства привода будут функциями  $m$  случайных параметров, т. е. случайного вектора (5) и  $(n - m)$  детерминированных параметров. Размерность вектора  $\vec{V}$  будем считать размерностью случайности свойств привода, зависящих от случайных значений параметров.

Переходя от совокупности изменяющихся параметров к первопричинам их изменения, т. е. к режимным координатам привода ( $X, Y, Z, \dots$ ), будем рассматривать свойства как некоторую сложную функцию работы привода. Например, для качества переходных процессов привода (время регулирования —  $t_p$ , перерегулирование —  $\sigma$  и т. д.) можно записать:

$$t_p = t_p(X, Y, Z, \dots); \sigma = \sigma(X, Y, Z, \dots). \quad (6)$$

Если принять, что  $t_p$  и  $\sigma$  постоянны, то для выражений (6) аналогично множеству  $D$  в пространстве режимных координат можно выделить подпространства, в которых привод обладает постоянным качеством переходных процессов. При числе режимных координат, равных, например, двум ( $X, Y$ ), имеем плоскость, на которой для каждого варианта проектируемого привода может быть выделена область, в которой обеспечиваются заданные значения качественных показателей, т. е. вероятность обеспеченности  $P\{X, Y \in S\} = \int_{(S)} f(X, Y) dXdY$ , где  $f(X, Y)$  — заданная плотность вероятности.

Учитывая, что в действительности режимы работы привода неравнозначны, наилучшие показатели качества в вероятностном смысле могут быть получены в общем виде по выражению

$$L\{X, Y \in S\} = \int_{(S)} K(X, Y) f(X, Y) dXdY, \quad (7)$$

где  $K(X, Y)$  — обобщенный показатель качества, зависящий от структуры привода и значений режимных координат (или значений параметров привода).

Вычислив соответствующий многократный интеграл (7), можно получить оценку, характеризующую вероятность выполнения заданных (или требуемых) свойств привода со случайными вариациями параметров.

Таким образом, основная идея системного вероятностного многокритериального подхода к анализу многодвигательного электрогидравлического привода подразумевает следующую процедуру действий:

1. Принимается общее число (область, пространство) всех параметров привода, среди кото-

рых некоторые имеют случайные вариации, а остальные — детерминированные.

2. На основании практического опыта для случайных параметров назначаются разумные границы их изменения, которые рассматриваем как координаты некоторых точек пространства параметров и в которых реализуются определенные свойства привода.

3. Назначаются ограничения значений учитываемых режимных координат, которые являются функциями параметров и определяют некоторый (худший или лучший) режим функционирования привода.

4. В процессе предварительного анализа определяются значения критериев качества (локальных, глобальных), которые при необходимости нормируются, составляется их вариационный ряд и назначаются ограничения для каждого критерия.

5. Проводится предварительная оценка свойств привода управления по каждому критерию и по вектору критериев находятся допустимые точки с координатами принятых параметров (положение допустимых точек в пространстве параметров является иллюстрацией состояния свойств привода).

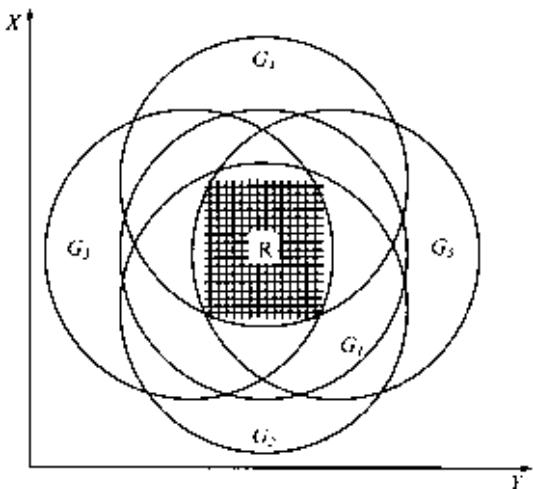
6. Множества  $D$  допустимых точек, удовлетворяющие областям:  $G_1$  компоновочных (композиционных) свойств (параметров жесткости, частоты собственных колебаний),  $G_2$  статических свойств (параметров скоростных, силовых, механических характеристик),  $G_3$  динамических свойств (параметров переходных и частотных характеристик),  $G_4$  энергетических свойств (параметров нагрузочных диаграмм),  $G_5$  надежностных свойств (параметров количественных характеристик: безотказной работы, интенсивности и частоты отказов), рассматриваются как вектор  $\vec{G} = |G_1, G_2, \dots, G_r|^T$  ( $r = 1, 2, 3, 4, 5$ ), принадлежащий пространству  $Q_n$  всех параметров системы, т. е.  $\vec{G}_r \in Q_n$ . В частном случае, когда пространство параметров — плоскость (например система двух режимных координат), пересечение  $r$  областей (пространств

$$R = G_1 \cap G_2 \cap G_3 \cap G_4 \cap G_5 = \prod_{r=1}^5 G_r$$

соответствует области  $R$  (рисунок) одновременного выполнения указанных свойств.

**П р и м е ч а н и е:** по данному принципу можно отдельно анализировать статические, динамические и другие свойства.

7. Реализация совокупности требуемых качеств привода в пространстве  $Q_n$  соответствует условию  $\vec{G} \in R$  с предписанной вероятностью  $P[\vec{G} \in R] = \int_{(R)} f(\vec{G}) d\vec{G} \geq P_{\text{пр}}$ , т. е. определив функцию всех



### К определению понятия области одновременного выполнения свойств привода

свойств привода, путем вычисления многократного интеграла найдем вероятность выполнения требуемых свойств привода со случайными вариациями параметров.

Таким образом, при проектировании следящего многодвигательного привода со случайными вариациями численных значений параметров принят многокритериальный подход, если при выборе значений параметров среди множества критерии желательно иметь вероятностный критерий качества [8].

Качество следящего привода определяется его способностью сведения к минимуму среднеквадратической ошибки  $\delta_e = \varepsilon_l + \varepsilon_S$ , где  $\varepsilon_l$  — неслучайная ошибка привода ( $l = 1, 2, \dots, n$ );  $\varepsilon_S$  — случайная ошибка ( $S = 1, 2, \dots, n$ ). Случайная составляющая  $\varepsilon_S$  имеет в итоге нормальное распределение. Обычно при проектировании привода ставится задача определения регулируемых параметров  $a_1 \div a_n$ . Тогда качество следящего привода определяется его способностью сведения к минимуму среднеквадратической ошибки  $\varepsilon^2$  параметров  $a_1 \div a_n$ , что увеличивает вероятность того, что в предполагаемый момент времени  $t = t_0$  величина  $\varepsilon_2$  будет меньше некоторого допуска:  $P = \{|\varepsilon_2| < L\}$ , где  $P$  — вероятность допуска;  $L$  — допуск среднеквадратической ошибки (некоторое критическое значение).

Критерий применим, если нежелательность ошибки следящего привода возрастает с ее увеличением, т. е. если величина ошибки должна быть гарантированно меньше критического значения  $L$ . Очевидно, что величина среднеквадратической

ошибки не отражает всех требований, предъявляемых к приводу, иначе говоря, при выполнении этих условий учитывается физическая реализуемость следящего многодвигательного электрогидравлического привода.

При случайных вариациях численных значений параметров, распределенных по нормальному закону,

$$P_0 = \frac{1}{(2\pi)^{\frac{1}{2}\delta}} \int_{S-L}^{S+L} I^{-\frac{1}{2}} \left(\frac{U}{\delta}\right)^2 dU;$$

$$\frac{\partial P_0}{\partial a_i} = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, n),$$

где  $U$  — переменная интегрирования;  $\delta$  — ошибка;  $P_0$  — вероятность  $\{|\varepsilon|_{t=t_0} < L\}$ .

### Вывод

Раскрыта стохастический характер многодвигательного электрогидравлического привода и предложена методика анализа на основе понятия области одновременного выполнения желаемых динамических свойств привода.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- Хотько С. Т. Проектирование систем управления с нестабильными параметрами. Л.: Машиностроение, 1987. 352 с.
- Шароватов В. Т. Обеспечение стабильности показателей качества автоматических систем. Л.: Энерготомиздат, 1987. 310 с.
- К оценке статических и динамических свойств систем управления с многодвигательными гидроприводами / Г. С. Черноруцкий, А. П. Сибрин, В. П. Кузнецов // Сб. науч. тр. "Новое в проектировании и эксплуатации гидропривода и систем гидроавтоматики". Л.: ЛИАП, 1977. С. 48—54.
- Методы теории чувствительности в автоматическом управлении / Под ред. Е. Н. Розенвассера, Р. М. Юсупова. Л.: Энергия, 1971. 386 с.
- Розенвассер Е. Н., Юсупов Р. М. Чувствительность систем автоматического управления. М.: Энергия, 1969. 375 с.
- Росин М. Ф., Булыгин В. С. Статистическая динамика и теория эффективности систем управления. М.: Машиностроение, 1981. 312 с.
- Кузнецов В. П., Медведев Ю. А. Вероятностный подход к расчету многодвигательного гидропривода // Приводы и системы управления. Вып. 9. М.: Машиностроение, 1982. 8 с.

В. И. ГОЛЬДФАРБ, д-р техн. наук, М. Н. КАРАКУЛОВ, канд. техн. наук (Ижевский ГТУ),  
e-mail: tmm@vfistu.ru

## Основные принципы и структура процесса проектирования плунжерных передач

Рассмотрена работа плунжерного редуктора, сформулированы основные принципы и предложена структура процесса проектирования, позволяющие систематизировать создание плунжерной передачи.

**Ключевые слова:** плунжерный редуктор, плунжерная передача, проектирование, структура процесса.

In the paper the work of the plunger reducer is considered. The basic principles are formulated, and the engineering process structure, allowing to systematize the building process of the plunger gear, is proposed.

**Keywords:** plunger reducer, plunger gear, designing, structure of the process.

Расширение области применения и функциональных возможностей приводов привело к созданию новых видов привода на основе плунжерной передачи [1–4]. Плунжерная передача — механизм, совмещающий в себе особенности двух типов кулачковых механизмов — центрального кулачкового механизма и зубчатого зацепления.

В соответствии с классификацией А. Ф. Крайнева [5] наиболее близким аналогом рассматриваемого механизма является кулачково-реечная передача (рис. 1), которую также называют волновой реечной передачей. В работе этого механизма заложен принцип волнового преобразования движения, а элементы зацепления представляют собой отдельные звенья. На валу 1 установлены кулачки 2, совершающие вместе с ним вращательное движение. Толкатель 3, совершая возвратно-поступательное движение, закон которого определяет форму кулачка, входит в контакт с рейкой 4, вынуждая ее совершать поступательное движение. Основным отличием плунжерной передачи от рассматриваемого аналога является замена рейки на зубчатое колесо внутреннего зацепления, что обусловливает изменения в части кинематического взаимодействия звеньев и геометрии зацепления, позволяя получить вращательное движение ведомого звена. Полученную таким образом передачу можно отнести к зубчато-кулачковым механизмам, при этом частным случаем является плунжерная передача.

Остановимся на работе плунжерного редуктора (рис. 2). Вращение входного вала 1 вместе с закрепленными на нем дисками-эксцентриками 2, на которых установлены подшипники 3, совершающие вращение вокруг собственной оси и одновременно вокруг оси вала 1, заставляет плунжеры 4, установленные в направляющих пазах сепаратора 5, совершать возвратно-поступательное движение.

Плунжеры, находясь в сопряжении с подшипниками 3, вступают в контакт с зубчатым колесом 6, создавая две диаметрально противоположные зоны зацепления, расположенные в параллельных плоскостях. При остановленном зубчатом колесе 6, выходной вал, закрепленный на сепараторе 5, который установлен с помощью подшипников в корпусе 7, начинает совершать вращательное движение. Плунжеры 4, оказавшиеся в свободной зоне зацепления, выводятся из контакта с зубом зубчатого колеса с помощью недеформируемых колец 8, которые обеспечивают замыкание кинематической связи в паре плунжер—волнообразователь.

Основной сложностью при проектировании плунжерных передач является наличие большого числа взаимосвязанных параметров, которые можно разбить на три группы: геометрическую, кинематическую и силовую (рис. 3).

Геометрия передачи влияет как на ее кинематические, так и на силовые параметры. Поэтому все геометрические параметры разделим на параметры, влияющие на силовое взаимодействие в передаче — геометро-силовые и на кинематику переда-

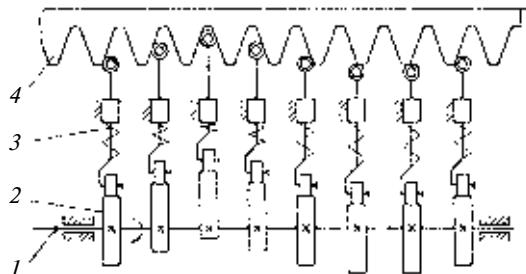


Рис. 1. Кулачково-реечный механизм

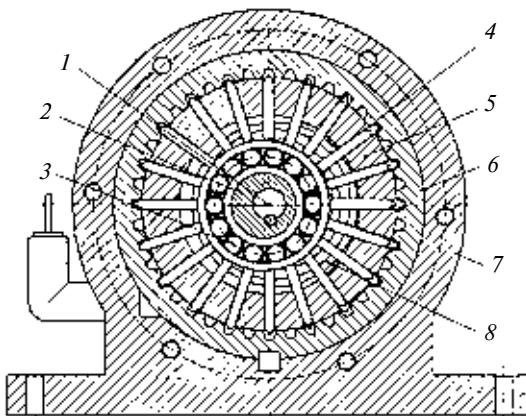


Рис. 2. Плунжерный редуктор

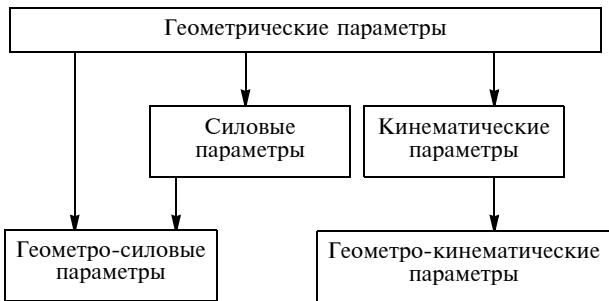


Рис. 3. Классификация параметров идеальной плунжерной передачи при проектировании

чи — геометро-кинематические. Однако ряд геометрических параметров можно отнести и к геометро-силовой и к геометро-кинематической группам. Все параметры можно разделить на независимые и варьируемые. Независимые параметры — параметры, которые указывают в техническом задании на проектирование, т. е. задание которых определяется условиями работы или конструкцией проектируемого механизма. Изменяя варьируемые параметры, проектировщик решает поставленную задачу.

Сказанное выше позволяет оценить сложность задачи, решаемой проектировщиком. Снизить трудоемкость проектирования в этом случае можно следующим [6].

Определение функциональных связей между параметрами внутри выделенных групп позволит сузить область их варьирования.

Установление закономерностей между группами параметров позволит сократить число варьируемых параметров и подготовить алгоритм решения с использованием принципа декомпозиции процесса проектирования на этапы. Суть такой подготовки заключается в выявлении параметров, которые связывают только пары группы. Например, деление геометрических параметров на две группы: параметры, влияющие только на кинематику передачи, и параметры, влияющие только на силовое взаимодействие. Известно, что в передаче большинство геометрических параметров одновременно влияют и на то, и на другое, однако не всегда это влияние значимо.

Принцип декомпозиции заключается в разделении процесса проектирования на этапы и установлении допускаемых значений оценочных показателей, назначаемых проектировщиком на основании анализа технического задания, на каждом этапе, что позволяет существенно снизить область допустимых значений независимых параметров. Для разных типов передач набор оценочных показателей различен.

Важно обеспечить цикличность процесса проектирования, чтобы проектировщик в случае получения неудовлетворительного результата по условию принадлежности значения оценочного показа-

теля к допустимому интервалу на любом этапе мог вернуться на этап, изменив значения параметров на котором можно получить удовлетворительное решение.

Входными параметрами проектирования является часть варьируемых параметров, необходимых для изготовления передачи и оказывающих влияние на оценочные показатели. К числу таких геометрических параметров можно отнести параметры, приведенные в табл. 1. Набор входных параметров определяется типом зацепления (циклоидальное или эвольвентное).

Оценочные показатели зубчатой передачи можно разделить на две группы.

Первая группа характеризует передачу по некоторым классификационным признакам (они могут быть заданы в техническом задании на проектирование). К ним относятся: способ кинематического замыкания в паре плунжер—волнообразователь (силовой или геометрический); расположение плунжеров относительно оси ведущего звена (радиальное или осевое); тип волнообразователя (механический или газомеханический).

Таблица 1  
Основные геометрические параметры плунжерной передачи

Вид зацепления	Параметр	Обозначение
Циклоидальное и эвольвентное (общие параметры)	Глубина вхождения плунжера в зацепление Смещение эксцентриков волнообразователя Число зубьев зубчатого колеса Число плунжеров Кратность передачи Траектория движения плунжера в неподвижных осях зубчатого колеса Толщина плунжера Ширина плунжера Ширина зубчатого венца колеса	$e_0$ $a$ $z_k$ $z_p$ $K$ $S(\varphi_1)$ $B_p$ $b_1$ $b_2$
Циклоидальное	Радиус кривизны боковой поверхности плунжера Смещение центра кривизны относительно оси симметрии плунжера Угол рабочей части плунжера	$\rho$ $c$ $\gamma$
Эвольвентное	Коэффициент смещения инструмента при изготовлении плунжеров Угол исходного контура инструмента Модуль Коэффициент высоты головки Коэффициент радиуса зазора Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой Коэффициент смещения инструмента при обработке зубчатого колеса Коэффициент смещения исходного контура инструмента Число зубьев долбяка Диаметр окружности вершин инструмента	$x_1$ $\alpha$ $m$ $h_a^*$ $c^*$ $\rho_f^*$ $x_2$ $x_{02}$ $z_{02}$ $d_{a02}$



Рис. 4. Схема проектирования плунжерной передачи

Вторую группу показателей можно разделить на основные показатели, которые, как правило, фигурируют в техническом задании, и частные, которые определяются на различных этапах проектирования.

К основным показателям относятся: нагрузочная способность, которая определяет максимально допустимый крутящий момент на выходном валу; КПД; габаритные и массогабаритные показатели (относительная масса).

К частным показателям относятся: коэффициент перекрытия  $\varepsilon$ ; приведенный радиус  $r_{\text{пр}}$  кривизны сопряженных поверхностей; скорость скольжения в зацеплении, коэффициенты удельного скольжения на плунжере ( $\lambda_1$ ) и зубе колеса ( $\lambda_2$ ); изгибная прочность; противозадирная стойкость элементов зацепления; размер подреза; интерференция.

Проектирование можно разделить на три этапа: I — выбор структуры, II — проектирование плунжерного зацепления, III — проектирование узла волнообразования. Структура процесса проектирования представлена на рис. 4.

Выбор структуры передачи определяется ее назначением и областью применения. Анализ входных данных позволяет выделить наиболее важные: диапазон передаточных чисел; ограничения на массогабаритные показатели; планируемый ресурс деталей.

Несмотря на разнообразие схем, любую плунжерную передачу можно представить в виде трехзвенного планетарного механизма (табл. 2).

Передаточное число для схем 1 и 2 (см. табл. 2) пропорционально числу зубьев зубчатого колеса (при остановленном сепараторе) или числу плунжеров (при остановленном зубчатом колесе). Поэтому увеличение передаточного числа для таких передач ведет к значительному увеличению радиальных размеров механизма (при неизменном мо-

дуле зацепления). Поэтому данные схемы рекомендуется применять для передаточных чисел от 10 до 100 при отсутствии строгих ограничений, накладываемых на радиальные размеры передачи.

Схемы из 3 и 4 обеспечивают более высокое передаточное число, так как имеют дополнительную ступень редуктирования. Однако для большого диапазона передаточных чисел необходимой несколько рядов плунжеров с различным числом в каждом, что увеличивает осевой размер механизма. Поэтому для схем 3 и 4 диапазон передаточных чисел составляет  $100 \div 600$  при отсутствии жестких ограничений на осевой размер механизма.

Схема 5 по структуре аналогична схемам 3 и 4. Ее главным отличием является двусторонний плунжер, т. е. плунжер с двусторонними рабочими профилями — с одной стороны он соответствует профилю зуба внешнего зацепления, с другой — профилю зуба внутреннего зацепления. Это обеспечивает высокие значения передаточных чисел без увеличе-

Таблица 2  
Структурные схемы плунжерных передач и аналогичные им планетарные передачи

Обозначение	Плунжерная передача	Планетарная передача
K—H—V	1 	1 
	2 	2 
2K—H	3 	3 
	4 	4 
	5 	5 

ния осевых размеров механизма. Поэтому для данной схемы диапазон передаточных чисел составляет  $50 \div 150$  при ограничениях на осевые размеры.

При выборе способа кинематического замыкания в паре плунжер—волнообразователь следует учитывать, что гибкие элементы позволяют сократить осевые размеры привода и отличаются невысокой стоимостью. Однако их основной недостаток — малый ресурс. Поэтому их не рекомендуется применять в приводах с ограниченным доступом для технического обслуживания (например у устройствах, эксплуатируемых на Крайнем Севере). Применение жестких недеформируемых элементов в виде колец увеличивает осевые размеры передачи, так как для создания нескольких зон зацепления требуется число рядов плунжеров, равное числу зон зацепления, что ведет к удорожанию конструкции. Их главное преимущество — большой ресурс. Поэтому их целесообразно применять в приводах, не требующих частого технического обслуживания.

Важным показателем является кратность  $K$  передачи, которая определяется отношением фактического числа плунжеров, равномерно размещенных по окружности сепаратора, к числу плунжеров (зубьев) эквивалентного зубчатого колеса. Решение этой задачи связано с технологичностью деталей передачи. Непросто без значительного увеличения радиальных размеров редуктора разместить в сепараторе 68 плунжеров, если имеется 69 зубьев колеса. В этом случае, приняв  $K = 2$ , т. е. удалив каждый второй плунжер, необходимо изготовить в сепараторе только 34 направляющих паза. Следует помнить, что увеличение кратности ведет к уменьшению коэффициента перекрытия.

Таким образом, выходными параметрами первого этапа проектирования являются: структура передачи (кинематическая схема); способ кинематического замыкания; кратность передачи.

На этапе II вначале необходимо определить последовательность решения задач, которая зависит от формулировки задачи геометрического синтеза зацепления. Самую общую формулировку данной задачи можно представить следующим образом: профиль одного из элементов зацепления (например зуба зубчатого колеса) определяется законом движения плунжера относительно неподвижной части механизма:  $S = S(\phi_1)$ , где  $\phi_1$  — угол поворота волнообразователя, вызывающего перемещение плунжера, профилем другого, сопряженного с ним элемента (плунжера), описываемым уравнением  $P_1 = P_1(\gamma)$ , и законом изменения угла  $\phi_1$ . Используя методы теории зубчатых зацеплений [7], находим профиль второго элемента:  $P_2 = P_2[S(\phi_1), P_1(\gamma), \phi_1, i_{12}]$ , где  $i_{12} = \phi_1/\phi_2$  — передаточное отношение механизма;  $\phi_2$  — угол поворота ведомого звена.

Формулировка задач синтеза может быть множество, но только в том случае, если все параметры являются варьируемыми. Например, возможна

следующая постановка задачи: при заданном законе изменения передаточного отношения механизма  $i_{12} = i_{12}(t)$  ( $t$  — время) и заданных:  $\phi_1 = \phi_1(t)$ , профиле  $P_1 = P_1(\gamma)$  одного из элементов, профиле  $P_2 = P_2(\varepsilon)$  сопряженного с ним элемента, где  $\varepsilon$  — вспомогательный параметр, определяющий геометрию профиля, требуется определить закон движения плунжера относительно неподвижной части механизма:  $S = S[i_{12}(t), \phi_1(t), P_1(\gamma)P_2(\varepsilon)]$ . Таким образом, очевидны широкие кинематические возможности рассматриваемого механизма для решения широкого спектра задач, связанных с преобразованием движения.

Однако если рассматривать наиболее часто встречающиеся задачи синтеза зацепления, то общая формулировка может быть сведена к частному случаю. Так, часто устанавливается ограничение постоянства передаточного отношения:  $i_{12}(t) = \text{const}$ , а также ограничения на форму профилей сопрягаемых элементов зацепления.

Таким образом, в большинстве случаев задачи синтеза плунжерного зацепления имеют вид: 1) при принятом технологичном профиле и заданной траектории движения одного из элементов зацепления требуется определить профиль другого, обеспечивающего заданный в техническом задании уровень показателей качества передачи; 2) при заданных технологичных профилях звеньев необходимо определить траекторию движения плунжера, которая обеспечит заданный уровень качественных показателей передачи.

Выбор типа зацепления — сложная задача, при этом важным критерием является технологичность. К числу высокотехнологичных зацеплений можно отнести эвольвентное зацепление, в котором боковые поверхности плунжера и зуба зубчатого колеса имеют эвольвентный профиль. Круговой профиль боковой поверхности плунжера тоже можно отнести к числу высокотехнологичных профилей, но применение его в точном плунжерном зацеплении приводит к специальному низкотехнологичному профилю боковой поверхности зуба колеса. В этом случае для увеличения технологичности применяют комбинированное приближенное зацепление, в котором зуб зубчатого колеса имеет эвольвентную форму, а профиль плунжера — дуга окружности.

При решении первой задачи геометрического синтеза идеального зацепления выбранный способ кинематического замыкания в паре плунжер—волнообразователь позволяет получить траекторию  $S(\phi_1)$  движения точек плунжера в неподвижной системе координат зубчатого колеса в зависимости от угла  $\phi_1$  поворота волнообразователя.

Структура передачи, передаточное число и кратность определяют число  $z_K$  зубьев зубчатого колеса и число  $z_P$  плунжеров. По условию собираемости

передачи задача выбора  $z_k$  и  $z_n$  существенно упрощается из-за наличия между ними связи.

Дальнейший набор параметров зависит от типа зацепления. Так, для эвольвентного зацепления выбираются модуль  $m$ , угол  $\alpha$  исходного контура инструмента, коэффициенты высоты  $h_a^*$  и  $h_f^*$  зуба, и назначаются коэффициенты смещения  $x_1$  и  $x_2$ .

Для зацепления с круговым профилем рабочей части плунжера входными геометрическими параметрами являются: диаметр  $d_{a2}$  вершин зубьев колеса; толщина  $B_n$  плунжера, радиус  $\rho$  кривизны рабочей поверхности плунжера, размеры  $c$  и  $b$ , определяющие расположение центра кривизны относительно направляющей части плунжера, угол  $\gamma$ , ограничивающий рабочую часть плунжера. При этом для расчета достаточно варьировать параметры  $\rho$ ,  $b$  и  $\gamma$ , так как остальные связаны с ними функционально:  $B_n = B_n(\rho, b)$ ;  $c = c(\gamma, b)$ .

Для комбинированного зацепления, в которое входит плунжер с круговым профилем и эвольвентный зуб колеса, набор параметров, характерных для циклоидального зацепления, дополняется модулем  $m$ , углом  $\alpha$  исходного контура инструмента, коэффициентом  $x_2$  смещения инструмента при обработке зубчатого колеса, числом  $z_{02}$  зубьев долбяка, коэффициентом  $x_{02}$  смещения, которые необходимы для расчета зубчатого колеса.

Дальнейшее проектирование идеального зацепления можно разделить на задачи. Для этого необходимо разделить все варьируемые параметры на три группы: параметры, не зависящие от геометрии поверхностей зацепления; параметры, определяющие геометрию плунжера; параметры, определяющие геометрию зубчатого колеса. Для этого ее входные геометрические параметры, приведенные в табл. 1, разобьем на подмножества, опираясь на принцип декомпозиции. Одно подмножество должно объединять варьируемые параметры, влияющие только на определенные параметры процесса. Например, для плунжерной передачи можно выделить: параметры, не зависящие от геометрии поверхностей зацепления:  $e_0$ ,  $a$ ,  $z_k$ ,  $z_n$ ,  $K$ ,  $S(\varphi_1)$ ; параметры, определяющие геометрию плунжера:  $B_n$ ,  $x_1$ ,  $\alpha$ ,  $m$ ,  $h_a^*$ ,  $c^*$ ,  $\rho_f^*$ ,  $b_1$  (для эвольвентного зацепления) и  $B_n$ ,  $\rho$ ,  $c$ ,  $\gamma$ ,  $b_1$  (для циклоидального и комбинированного зацеплений); параметры, определяющие геометрию зуба зубчатого колеса:  $x_2$ ,  $b_2$ ,  $x_{02}$ ,  $z_{02}$  (для эвольвентного и комбинированного зацеплений).

Каждой группе соответствует свой набор частных оценочных показателей, последовательность определения которых в рамках решения каждой задачи устанавливается в зависимости от технического задания. Значения оценочных показателей используются для принятия решения об удовлетворительности решения на каждом этапе. Только при получении удовлетворительных результатов можно переходить к следующему этапу. Если значения оценочных показателей не удовлетворяют постав-

ленным условиям, необходимо изменить входные данные только текущего этапа.

Следующий этап — анализ нагруженного зацепления, на котором определяются основные оценочные показатели и сравниваются с заданными техническими требованиями. По результатам анализа или получают требуемую передачу, или возвращаются к решению той задачи, изменение входных параметров которой приведет к удовлетворительному решению.

Опираясь на данные, полученные на этапах I и II проектирования, переходят к этапу III, выполнения геометрический и прочностной расчеты узла волнообразования (см. рис. 4).

При расчете узла волнообразования важен выбор его типа, зависящий, главным образом, от области применения редуктора. Газомеханический волнообразователь применяют там, где можно использовать в качестве рабочего тела газ или жидкость (например в приводе запорной и регулирующей арматуры газопровода). Если есть ограничения для использования пневматических и гидравлических приводов (например в арматуре нефтепроводов), можно применить привод на базе плунжерной передачи с механическим волнообразователем. Механические волнообразователи эксцентрикового типа являются высокотехнологичными, потому что в них можно применять стандартные подшипники качения, обеспечивающие наименьшие потери мощности. Кулачковые волнообразователи отличаются большими потерями мощности в паре трения волнообразователь—плунжер, но обеспечивают более высокий уровень качественных показателей. Благодаря применению вычислительной техники для автоматизации расчета и станков с ЧПУ для изготовления кулачковых волнообразователей их уровень технологичности тоже можно признать достаточно высоким.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Ястребов В. М. Теоретическое исследование плунжерной передачи // Изв. вузов. 1962. № 8. С. 27–36.
2. Калабин С. Ф. Коэффициент перекрытия плунжерной передачи // Механические передачи. Ижевск: Изд-во ИМИ, 1975. С. 139–144.
3. Karakulov M. N. Geometrical synthesis of a plunger engagement // Proceedings of JSME International Conference on Motion and Power Transmissions. 2009. Matsushima. P. 98–103.
4. Каракулов М. Н. Синтез точного плунжерного зацепления. Проблемы машиностроения и надежности машин // Машиноведение. 2009. № 2. С. 10–12.
5. Крайнев А. Ф. Словарь-справочник по механизмам. М.: Машиностроение, 1987. 560 с.
6. Гольдфарб В. И. Некоторые аспекты современного состояния теории и практики зубчатых передач // Тр. НТК "Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения". Ижевск, 2008. С. 8–16.
7. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука, 1968. 584 с.

М. Е. ЛУСТЕНКОВ, канд. техн. наук (Белорусско-Российский университет, г. Могилев),  
e-mail: lustenkov@yandex.ru

## Планетарные шариковые передачи. Особенности расчетов на прочность

Рассмотрены вопросы проектирования передач с промежуточными телами качения в зацеплении. Предложены структура сферической планетарной шариковой передачи, выражения для определения сил, действующих на тело качения, методика расчета на прочность деталей передачи и алгоритм определения коэффициента перекрытия.

**Ключевые слова:** планетарная передача, тела качения, коэффициент перекрытия.

The design matters of gears with intermediate solids of revolution in the cohesion are considered. Spherical planetary ball gear structure was proposed, the expression for finding of forces acting on the solid of revolution were obtained, and also the strength calculation technique of the gear's parts and algorithm for determination of the engagement factor were obtained.

**Keywords:** planetary gear, solids of revolution, engagement factor.

Интерес к механическим передачам с телами качения для передачи нагрузки обусловлен рядом преимуществ: компактностью, многопоточностью, высоким коэффициентом перекрытия. Трение скольжения, имеющее место в зацеплениях, в этих передачах заменяется трением качения, что способствует снижению потерь на трение, а соосность входного и выходного валов позволяет на основе модульного принципа проектировать конструкции многоступенчатых редуцирующих узлов. Кроме того, интерес к этим передачам связан со всесторонним исследованием традиционных эвольвентных зубчатых зацеплений, поиском новых решений и бурным развитием технологий. Раньше изготовление сложных профилей требовало применения специальных приспособлений, сегодня высокоточные станки с ЧПУ позволяют получать поверхности любой сложности.

В данной области получено большое число патентов и авторских свидетельств на изобретения. Большинство же опубликованных статей имеют направленность на исследования в рамках теории механизмов и машин, включающие в себя анализ их структуры и кинематики, реже динамики, который, как правило, сводится к определению силовых зависимостей методом кинетостатики. Расчеты на прочность деталей передач данного типа можно встретить в диссертационных работах и монографиях, однако освещены они недостаточно.

Рассмотрим структуру и принцип работы планетарных шариковых передач (ПШП). Из всего многообразия конструкций будем рассматривать пере-

дачи, в которых тела качения не просто заменяют зубья зубчатых колес, а образуют систему физически не связанных тел, но движущихся согласованно, имитируя движение гибкого звена волновой передачи. Механические передачи данного типа можно анализировать как передачи отдельной группы, однако очевидны аналогии с другими широко известными типами механизмов и передач. Их можно рассматривать как кулачковые механизмы, что справедливо и для зубчатых передач, так как согласно работе [1], зубчатый механизм может рассматриваться как многократно повторенный кулачковый механизм. Последовательное соединение прямого и обратного кулачковых механизмов проявляется при рассмотрении взаимодействия с основными звенями каждого из тел качения в отдельности, независимо друг от друга. Возможен анализ данных передач и как совокупности клиновых механизмов, где тело качения (ползун) контактирует с несколькими наклонными поверхностями. Однако системный анализ всего механизма приводит к аналогии с волновой передачей. Нами же он отнесен к планетарным передачам, так как их кинематические зависимости полностью подчиняются известной формуле Виллиса, а следовательно, и взаимозависимости крутящих моментов. Модель передачи представляет собой взаимодействие двух периодических кривых, замкнутых на цилиндрической поверхности. Данные кривые — образующие беговых дорожек на кулачках, по которым перемещаются шарики. В данном случае функцию чисел зубьев выполняют числа периодов кривых, а размеры тел качения, т. е. сателлитов, не оказывают влияния на кинематические параметры передачи.

Широкое применение получили передачи с радиальными и осевыми [2] перемещениями тел качения. Сферические передачи менее исследованы, однако их применение позволяет совершенствовать такие механизмы, как шарниры равных угловых скоростей, компенсирующие муфты, механизмы съема движения в эксцентриковых передачах с дополнительной ступенью редуктирования и др.

Конструкция одной из сферических планетарных шариковых передач (СПШП) представлена на рис. 1. При вращении входного вала 1 вращаются жестко закрепленный на нем эксцентрик 2 и внутренний кулачок 3. По кольцевому пазу внутреннего кулачка перемещаются тела 4 качения, которые

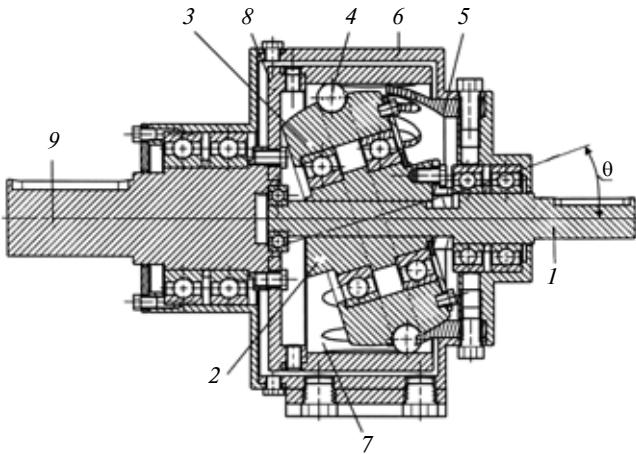


Рис. 1. Редуктор со сферической планетарной шариковой передачей

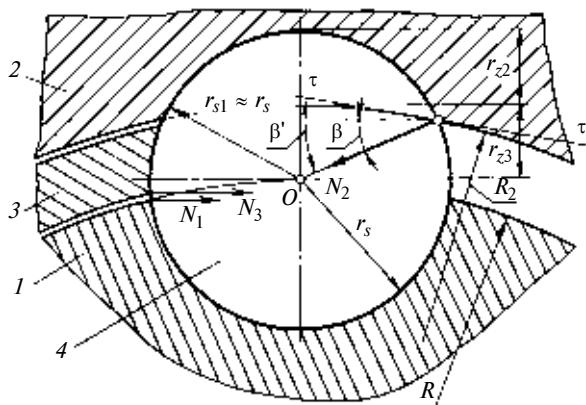


Рис. 2. Схема силового взаимодействия тела качения с основными звеньями передачи

контактируют с торцевыми рабочими поверхностями наружного кулачка 5, жестко закрепленного в корпусе 6. Под действием наложенных связей тела качения также перемещаются вдоль пазов вала 7, вынуждая его вращаться с редукцией. Пазы на валу 7 выполнены с помощью сферической фрезы и располагаются на внутренней цилиндрической поверхности с равномерным угловым шагом. Вал 7 с пазами посредством диска 8 соединен с выходным валом 9. Передаточное число редуктора при данной схеме определится по формуле  $i = 1 + z_3$ , где  $z_3$  — число выступов (периодов) торцевой поверхности наружного кулачка 5.

Косой паз на цилиндрической поверхности представляет собой однопериодную синусоиду, а кривая взаимодействия — многопериодную синусоиду. Уравнение, описывающее на сферической поверхности многопериодную кривую взаимодействия с кольцевым пазом (окружностью), имеет более сложный характер.

Критерии работоспособности данной передачи: контактная прочность; изгибная прочность выступов наружного кулачка; износостойкость рабочих поверхностей кулачков и вала с пазами.

Алгоритмы определения основных геометрических параметров цилиндрических ПШП приведены в работе [3]. Проверочные прочностные расчеты передачи основаны на результатах предварительно силового анализа. Рассмотрим схему взаимодействия шарика 4 (рис. 2) с тремя основными звеньями передачи.

Согласно фрикционной модели передачи получены выражения сил, действующих на тело качения со стороны вала с пазами ( $N_2$ ), внутреннего ( $N_1$ ) и наружного ( $N_3$ ) кулачков:

$$N_2 = \frac{M_2}{R_2 k \cos \beta}; \quad (1)$$

$$N_1 = \\ = \frac{N_2 \left( f \sin \beta - \frac{\cos \beta}{\sin \alpha_{3m}} (\cos \alpha_{3m} + f \sin \alpha_{3m}) \right)}{f \sin \alpha_{1m} - \cos \alpha_{1m} - \frac{(\sin \alpha_{1m} + f \cos \alpha_{1m})(\cos \alpha_{3m} + f \sin \alpha_{3m})}{\sin \alpha_{3m}}}; \quad (2)$$

$$N_3 = \frac{N_2 \left( -\frac{\cos \beta (f \sin \alpha_{1m} - \cos \alpha_{1m})}{\sin \alpha_{1m} + f \cos \alpha_{1m}} + f \sin \beta - f \right)}{\cos \alpha_{3m} + f \sin \alpha_{3m} - \frac{\sin \alpha_{3m}}{\sin \alpha_{1m} + f \cos \alpha_{1m}} (f \sin \alpha_{1m} - \cos \alpha_{1m})}, \quad (3)$$

где  $M_2$  — крутящий момент на выходном валу редуктора;  $k$  — число тел качения, передающих нагрузку (коэффициент перекрытия);  $f$  — комплексный коэффициент трения (во всех парах одинаковый), учитывающий и скольжение, и качение;  $\alpha_{1m}$ ,  $\alpha_{3m}$  — средние значения углов подъема кривых — образующие профилей беговой дорожки внутреннего кулачка и рабочих торцевых поверхностей наружного кулачка соответственно.

Средние углы подъема определяются по формуле:  $\alpha_{im} = \arctg(2z_i A_i / (\pi R_i))$ , где  $i$  — индекс номера звена (1 — внутренний кулачок; 3 — наружный кулачок);  $A$  — амплитуда кривой;  $R$  — радиус окружности — образующей цилиндрической поверхности, на которой расположены центры тел качения;  $z$  — число периодов кривых.

В данной модели сделаны допущения: угол  $\beta = \arcsin(1 - r_{z2}/r_s)$  — угол между вектором силы  $N_2$  и горизонталью, а не касательной к окружности с радиусом  $R_2$ , так как разница в значениях углов  $\beta$  и  $\beta'$  незначительна; направления сил  $N_1$  и  $N_3$  приняты горизонтальными.

Анализ выражений (1)–(3) показал, что наибольшее значение имеет сила  $N_2$ , которая в 1,3÷2 раза превышает силу  $N_3$  при различных передаточных числах (от 2 до 100). Максимальные напряжения в зоне контакта для стальных деталей оценивают по преобразованной для ПШП формуле Герца [4]:

$$\sigma_{Hmax} = 188,715(v_1 v_2)^{-1} N_2^{1/3} (2r_s^{-1} - r_{s1}^{-1})^{2/3}, \quad (4)$$

где  $v_1$  и  $v_2$  — коэффициенты, зависящие от геометрии контактирующих тел, которые определяют по табл. 1, приведенной в работе [4], исходя из соотношения  $r_s/r_{s1}$ , где  $r_s$  — радиус шарика;  $r_{s1}$  — радиус канавки на валу с пазами.

Тогда минимально допустимый диаметр  $d_s$  шарика по условию контактной прочности из уравнения (4) имеет вид:

$$d_s = 4 \left( [\sigma_h]^{3/2} \left( \frac{188,715}{v_1 v_2} \right)^{-3/2} N_2^{-1/2} + r_{s1}^{-1} \right)^{-1}, \quad (5)$$

где  $[\sigma_h]$  — допустимые контактные напряжения.

Для ПШП допустимые контактные напряжения определим аналогично шариковым передачам с тем же принципом работы [6]:  $[\sigma_h] = k_{\text{ш}} [\sigma_{h60}]$ , где  $[\sigma_{h60}]$  — допустимые контактные напряжения при твердости контактирующих поверхностей не менее 60 HRC;  $k_{\text{ш}}$  — коэффициент снижения допустимых напряжений при твердости поверхностей > 60 HRC. При длительной эксплуатации допустимые контактные напряжения находятся в пределах 2500÷3000 МПа, при кратковременной работе — 4000 МПа. Коэффициент  $k_{\text{ш}}$  варьируется от 1 (при 60÷62 HRC) до 0,415 (при 35 HRC) и определяется по наименее твердой детали в передаче. Окончательно уточнить диаметр шарика и округлить его до стандартного значения необходимо в соответствии с сортаментом. Для шариковинтовых передач во избежание преждевременного изнашивания шариков и канавок рекомендуется зависимость  $N = 2660d^2$ , где  $N$  — нормальная сила;  $d$  — диаметр шарика [5]. При этом результаты, полученные по формуле (5) при  $[\sigma_h] \approx 3000$  МПа, идентичны результатам при  $r_s/r_{s1} = 0,99$ .

Также следует проверить выступы наружного кулачка, образующие периодический профиль, на прочность при изгибе. Выступ будем рассматривать как консольную балку, аналогичную зубу зубчатого колеса. Кривизной выступов в плоскости, перпендикулярной к оси передачи, пренебрегаем. За расчетное принимаем сечение у основания выступа. Максимальная изгибающая сила, действующая на выступ со стороны тела качения, возникает при прохождении шариком средней линии зацепления. При этом угол  $\alpha_3$  подъема будет максимальным:  $\alpha_{3\max} = \arctg(z_i A_i / R_i)$ . Напряжения  $\sigma_F$  изгиба определяем на растянутой стороне выступа по формуле

$$\sigma_F = N_3 \left( \frac{6A \sin(\alpha_{3\max})}{0,25 d_s \left( \frac{2\pi R}{z_3} - d_s \right)^2} - \frac{\cos(\alpha_{3\max})}{0,25 d_s \left( \frac{2\pi R}{z_3} - d_s \right)} \right). \quad (6)$$

В формуле (6) учтены геометрические зависимости  $r_{z2} = r_{z3} = 0,5r_s$ , характеризующие заглубление тела качения в канавку вала с пазами и дли-

ну контакта шарика с рабочими поверхностями наружного кулачка. Методика определения допускаемых напряжений при изгибе для ПШП аналогична методике для зубчатых передач, изложенной в ГОСТ 21354—75.

Износстойкость деталей передачи оценивают из условия  $N_i v_{sk_i} \leq [Nv_{sk}]$ , где  $N_i$  — сила, действующая на тело качения со стороны основных звеньев ПШП;  $v_{sk}$  — скорость скольжения в контакте [2];  $[Nv_{sk}]$  — допустимый комплексный показатель, характеризующий износстойкость рабочих поверхностей кулачков и вала с пазами.

Важным вопросом является определение коэффициента перекрытия, который в случае с ПШП представляет собой число тел качения, одновременно находящихся в зацеплении с тремя основными звеньями передачи. Общее число шариков в одной секции ПШП будет:  $b = z_1 + z_3 = 1 + z_3$ . Однако в передаче нагрузки участвуют не все тела качения. Для определения коэффициента  $k$  перекрытия разработан следующий алгоритм.

Сначала рассчитываем максимальную высоту  $z_H$  выступа кулачка (рис. 3), измеренную от средней линии — окружности, расположенной в плоскости  $xOy$  с центром в точке  $O$  и радиусом  $R$ , равным радиусу образующей цилиндрической поверхности, на которой располагаются кривые взаимодействия с числами периодов  $z_1$  и  $z_3$ . Выступ формируется после прохождения по центральной многопериодной кривой инструмента (сферической или цилиндрической фрезы) с радиусом, равным радиусу  $r_s$  тела качения. Исходные данные: уравнение развертки на плоскость многопериодной кривой  $z = f(x)$ , параметры  $A$ ,  $z_3$ ,  $r_s$ ,  $R$ . Высоту  $z_H$  опреде-

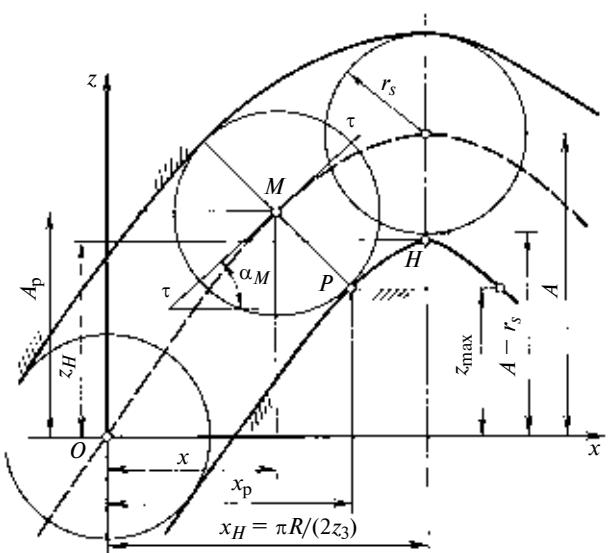


Рис. 3. Расчетная схема для коэффициента перекрытия

ляем численным решением системы уравнений с тремя неизвестными:  $x$ ,  $\alpha$ ,  $z_H$ :

$$\begin{cases} \operatorname{tg} \alpha = \frac{d}{dx} f(x); \\ x + r_s \sin \alpha = \pi R / (2 z_3); \\ z_H = f(x) - r_s \cos \alpha. \end{cases} \quad (7)$$

Угол  $\alpha$  является углом подъема кривой в рассматриваемой точке, т. е. углом между касательной  $\tau-\tau$  к кривой в данной точке (например в точке  $M$ ) и осью абсцисс (см. рис. 3).

После определения  $z_H$  реальная высота профиля корректируется в сторону уменьшения для удаления заостренных участков. Максимальная высота профиля равна  $z_{\max}$ . Далее уравнение (7) запишем в виде

$$\begin{cases} \operatorname{tg} \alpha = \frac{d}{dx} f(x); \\ x + r_s \sin \alpha = x_p; \\ z_{\max} = f(x) - r_s \cos \alpha, \end{cases} \quad (8)$$

где неизвестными являются параметры  $x$ ,  $\alpha$  и  $x_p$ .

Определив неизвестные параметры, рассчитаем максимальную высоту  $A_p$  на развертке кривой на плоскость путем подстановки  $x$  в уравнение  $z_{\max} = f(x)$  плоской развертки кривой. Высоту  $A_p$  находим от средней линии, она показывает, какая часть кривой задействована в передаче нагрузки. При работе передачи шарики, находящиеся ниже уровня  $A_p$ , участвуют в зацеплении, а находясь выше, они теряют контакт с рабочими поверхностями, хотя продолжают движение по беговой дорожке внутреннего кулачка и в пазах вала с пазами.

На рис. 4 приведены зависимости изменения коэффициента перекрытия от высоты  $A_p$  для передач с амплитудой  $A = 10$  мм, радиусом  $R = 20$  мм для различных кривых взаимодействия. Для определения коэффициента  $k$  разработана программа, имитирующая согласованное пошаговое движение тел качения по различным кривым. На каждом шаге вычислений определялось число шариков, находящихся ниже уровня  $A_p$ . Среднее значение числа таких шариков за цикл работы (один оборот ведущего вала) принималось за коэффициент перекрытия.

Анализ полученных зависимостей показал, что зависимость коэффициента перекрытия от  $A_p$  представляет собой полупериод исходной кривой, расположенный вдоль оси ординат. Для получения аналитических зависимостей для  $k$  надо в исходных уравнениях выразить абсциссу ( $k$ ) через ординату  $A_p$ .

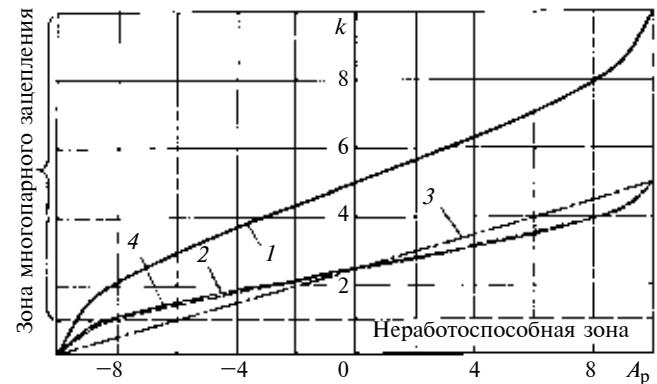


Рис. 4. Зависимости изменения коэффициента перекрытия для сферической планетарной шариковой передачи при различных кривых взаимодействия:

1 — синусоида с  $z_3 = 9$ ; 2 — синусоида с  $z_3 = 4$ ; 3 — кусочно-винтовая кривая с  $z_3 = 4$ ; 4 — кривая передачи, представленной на рис. 1, с  $z_3 = 4$

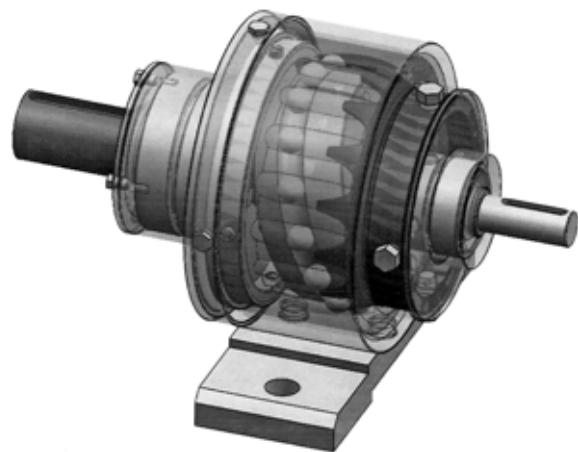


Рис. 5. Сферический планетарный шариковый редуктор

Коэффициент перекрытия:

$$\text{для синусоиды: } k = \frac{b}{\pi} \arcsin\left(\frac{A_p}{A}\right) + \frac{b}{2};$$

для кусочно-винтовой кривой (сочетание наклонных отрезков):

$$k = \frac{b}{A} A_p + \frac{b}{2} = b \frac{(A_p + A)}{2A};$$

для кривой передачи, приведенной на рис. 1:

$$k = \frac{b}{\pi} \arcsin\left(\sin\left(\frac{A_p}{R}\right)/\sin\left(\frac{A}{R}\right)\right) + \frac{b}{2}.$$

В последнем случае при  $z_1 = 1$ ,  $z_3 = 14$ ,  $A = 15$  мм,  $R = 50$  мм,  $r_s = 6,15$  мм и  $b = 15$  коэффициент перекрытия составил  $k = 6,35$ .

3D-модель редуктора на основе СПШП приведена на рис. 5. Данный редуктор изготовлен и испытан на лабораторном стенде. Испытания показали, что как и для зубчатых передач, работающих в масляной ванне, для ПШП при прочностных рас-

С. М. БЕЛОБОРОДОВ, канд. техн. наук, (НПО "Искра", г. Пермь), e-mail: myl019@iskra.perm.ru

## Расчетно-объемный метод балансировки роторов

Предложен метод описания локальных дисбалансов, распределенных по длине вала. Разработаны модели их расчета по результатам измерений эксцентрикитетов участков вала. Описана методика коррекции дисбалансов вала по нескольким плоскостям коррекции. Применение метода позволяет повысить точность балансировки при уменьшении объема работ.

**Ключевые слова:** ротор, дисбаланс, коррекция, эксцентрикитет, балансировка.

A description method of local unbalances, distributed over a shaft's length, is proposed. The calculation models of the unbalances with respect to the measurement results of eccentricities of the shaft's sections have been elaborated. The correction technique of the shaft's unbalances regarding several correction planes is described.

Application of the method allows to enhance the balancing accuracy at the effort decrease.

**Keywords:** rotor, correction, eccentricity, balancing.

Дисбаланс устанавливаемых при сборке элементов в значительной степени влияет на распределение дисбалансов роторов. При этом локальные дисбалансы определяют форму изгиба ротора и уровень его вибраций. Часто мероприятие по снижению вибраций сводится к нормализации дисбалансов ротора в местах измерения вибраций и на частотах вращения, на которых велись наладочные работы. При эксплуатации необходимо обеспечить виброустойчивость, т. е. способ-

ность сохранять установившийся уровень вибраций собираемого ротора во всем рабочем диапазоне частот и по всей его длине при внешних или параметрических воздействиях.

Идеальным распределением плоскостей коррекции является такое, которое в точности повторяет распределение локальных дисбалансов по длине ротора, а величина корректирующих масс соответствует величинам дисбалансов [1]. При такой коррекции уравновешенность ротора не на-

рушается на всех частотах вращения [2].

Стандартная методика балансировки асимметричных роторов и валов с распределенной массой должна соответствовать требованиям, предъявляемым к роторам классов 2с или 2h [3]. Высокая точность изготовления вала, когда эксцентрикитеты его участков не превышают 1 мкм, обеспечивает необходимый уровень виброустойчивости при балансировке согласно требованиям, предъявляемым к роторам класса 2h (по двум плоскостям). На практике же, особенно в серийном производстве, обычно встречаются роторы, имеющие дисбаланс более чем в двух плоскостях. При этом положение дисбалансов неизвестно, а начальные дисбалансы и вала, и ротора намного превышают допустимые. Следовательно, существует задача описания пока неизвестного распределения локальных дисбалансов вала и ротора. Такое описание обеспечивает условия балансировки согласно требованиям, предъявляемым к роторам класса 2с. Балансировка по исходным данным, составленным на основании описания вала или ротора, позволит решить задачу многоплоскостной балансировки, признанную ранее нерешаемой [1].



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 13)

четах определяющими являются контактные напряжения. Причем при передаче одинаковых крутящих моментов применение ПШП теоретически позволяет снизить массогабаритные показатели передачи в 3÷4 раза, по сравнению с планетарными прямозубыми зубчатыми передачами. Экспериментальное сравнение с одноступенчатой трехсателлитной передачей с  $i = 15$  показало, что преимущество не столь ощутимо: габаритные размеры ПШП меньше 1,1÷1,3 раза. Это связано с неравномерностью распределения нагрузки между телами качения, которую необходимо учитывать эмпирическим коэффициентом или компенсировать высокой точностью изготовления и сборки.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1990. 592 с.
2. Лустенков М. Е., Макаревич Д. М. Планетарные шариковые передачи цилиндрического типа. Могилев: Бел.-Рос. ун-т, 2005. 123 с.
3. Лустенков М. Е. Определение основных геометрических параметров планетарных шариковых передач // Сборка в машиностроении и приборостроении. 2008. № 1. С. 12—17.
4. Пинегин С. В. Трение качения в машинах и приборах. М.: Машиностроение, 1976. 262 с.
5. Лукин П. П., Гаспарянц Г. А., Родионов В. Ф. Конструирование и расчет автомобиля. М.: Машиностроение, 1984. 376 с.
6. Иосилевич Г. Б. Детали машин. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.

## Описание локальных дисбалансов

При изготовлении валов наблюдается отклонение осей масс обработанных участков от их оси вращения. Этот эксцентризитет объясняется жесткостью, изменяющейся по углу поворота вала. Вследствие неодинаковой жесткости всегда проявляется неодинаковое сопротивление изгибу обрабатываемого вала при вращении (рис. 1, а), что в свою очередь приводит к удалению разного количества металла. Причина неодинаковой жесткости — неравномерность прогрева и охлаждения внутренних слоев материала вала при термообработке. Эксцентризитет увеличен в средней части вала и находится практически в одной плоскости с небольшимоворотом (рис. 1, б). Суммарный дисбаланс вала определяется векторным сложением (рис. 1, в).

Все это приводит к появлению дисбаланса, обусловленного формой поверхности. Учитывая, что абсолютное большинство валов (роторов) балансируется на низкооборотном оборудовании ( $\approx 1000 \text{ мин}^{-1}$ ), модальными изгибами в ходе балансировки можно пренебречь. В этом случае быстрым и предсказуемым по результатам способом коррекции дисбалансов будет удаление материала из области выступа каждого участка вала.

Обобщение результатов серии выполненных измерений позволяет утверждать, что погреш-

ность формы (некруглость) участков вала значительно меньше значений эксцентризитетов, но обязательно должна учитываться при определении центров масс.

Величина дисбаланса может быть рассчитана по результатам измерения радиального биения. Погрешность его измерения при существующих технологических возможностях не превышает 5 %. Схема измерения радиального биения и получения исходных данных для составления модели представлена на рис. 2.

Применительно к любому участку вала, имеющему эксцентризитет, справедливы будут утверждения: основная часть тела вращается в пределах окружности А вокруг ее центра и не имеет дисбаланса при заданных условиях; сегмент Г создает дисбаланс, определяемый его массой и расстоянием В центра массы Б.

Положение точки Б определяется дополнительным построением. Для определения центра массы сегмента Г его нужно симметрично разделить на две части, тогда центр массы каждой части будет находиться на отрезке ДЕ (конкретное определение положения центров масс на отрезке неважно).

При малых величинах радиальных биений (менее 0,1 % диаметра) между величинами площади сегмента Г, радиального биения и диаметра возникает квазилинейная зависимость. Определим:

площадь сегмента  $S = k_d \Delta D l$ , где  $\Delta D$  — величина радиального биения;  $k_d$  — расчетный диспетчер;

объем участка, образованного сегментом,  $V = k_d \Delta D l \rho$ , где  $l$  — длина участка.

Масса  $I = k_d \Delta D l \rho$ , где  $\rho$  — плотность материала.

Дисбаланс, вызванный эксцентризитетом сегментов, пропорционален их массам. Сложение дисбалансов производится с учетом положения центров масс сегментов. Это позволяет опреде-

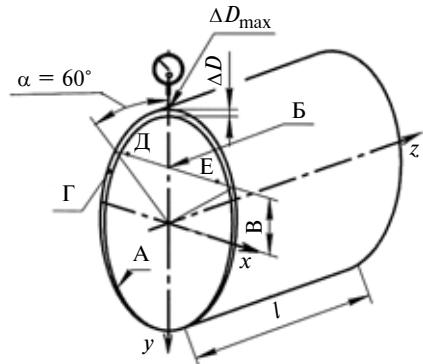


Рис. 2

лить зависимость для расчета дисбаланса участка вала, определяемого его эксцентризитетом:

$$D = k_d \Delta D l \rho \frac{D}{4} \cos \alpha. \quad (1)$$

Учитывая, что  $\alpha = 60^\circ$ , можно заключить, что для каждого участка вала дисбаланс является функцией величины радиального биения поверхности. При известной величине дисбаланса участка вала остается определить его корректирующую массу:  $m_k = k_d \Delta D l \rho \frac{D^2}{2}$ .

При определении дисбалансов сложных тел, к которым относится любой ступенчатый вал, необходимо учитывать не только величины всех дисбалансов, но и их направление:  $\bar{D} = \sum \bar{D}_i$ .

Необходимость сложения несколько затрудняет задачу, но несложное программное обеспечение позволяет решить ее с выдачей индивидуальных характеристик локальных дисбалансов любого вала.

Таким образом, вал с неизвестным распределением дисбалансов вдоль оси после измерений и расчетов может быть вполне описан по показателям: положения и величины локальных дисбалансов; положения и величины суммарных дисбалансов. Все они могут быть откорректированы при балансировке. Предлагаемый подход позволяет обеспечить минимизацию локальных дисбалансов и обусловленных ими изгибов,

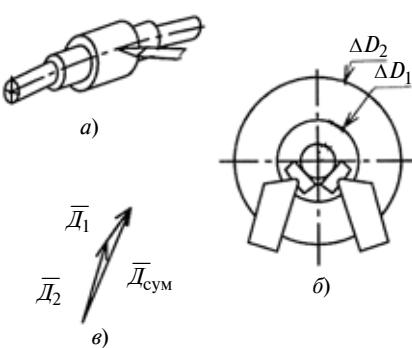


Рис. 1

сократить время и объем балансировки.

### Реализация расчетно-объемного метода балансировки

Существующая достаточно энергоемкая процедура балансировки требует и использования дорогостоящего высокооборотного разгонно-балансировочного оборудования. При этом проводится последовательная многоцикловая балансировка. Однако коррекцию каждого локального дисбаланса можно выполнить за один балансировочный цикл с использованием низкооборотного оборудования. Вся остальная работа заменяется расчетом по результатам измерения биений всех поверхностей вала относительно балансировочных поверхностей, что делает известным распределение дисбалансов по длине тела. Учет этого распределения при балансировке минимизирует локальные дисбалансы, что, в свою очередь, минимизирует изгибы ротора при работе во всем диапазоне оборотов. При этом точность определения величин и положений локальных дисбалансов, приведенных к суммарному вектору, может быть проверена на балансировочном станке.

Для реализации предлагаемого метода необходимо учесть ряд условий:

метод балансировки применяется при изготовлении валов диаметром 50 мм и более;

радиальные биения поверхностей, создающих дисбаланс, равны 0,1 мм и менее;

погрешность формы участков вала значительно меньше их эксцентрикитетов.

Указанные условия позволяют достаточно точно рассчитать величины как дисбалансов, так и корректирующих масс. При этом в ходе расчетов и проверки их результатов измерениями определено, что величина  $k_d = 1,57$  и является постоянной для всех  $0 < \Delta D < 0,2$  при  $D > 50$ .

Дисбаланс балансируемых участков вала при оговоренной правильности их цилиндрических поверхностей с учетом выражения (1) рассчитывается достаточно просто:  $D = 1,57\Delta D \frac{D^2}{4} l\rho$ .

Направление вектора дисбаланса определяется по месту замеренного максимального биения. Корректирующая масса может быть рассчитана применительно к каждому участку, образованному цилиндрической поверхностью, при условии коррекции на максимальном диаметре:

$$m_k = 1,57\Delta D \frac{D}{2} l\rho.$$

На основании расчетов определяют массы уравновешивающих грузов и устанавливают их по всей длине вала. Дальнейшая балансировка проходит по одноплоскостной схеме. При этом последовательно, в каждой плоскости коррекции снимают уравновешивающие грузы.

вающий грузик и выполняют балансировочный цикл. Результаты расчетов позволяют определить число, глубину и диаметр отверстий на каждом участке вала. Отверстия целесообразно размещать симметрично относительно середины участка.

### Выводы

Предложенный метод позволяет описать распределение локальных дисбалансов по величине и направлению, обеспечить коррекцию локальных дисбалансов на основании расчетов по всей длине вала, проверку правильности расчетов локальных дисбалансов по сходимости результатов суммарного расчетного дисбаланса и действительного дисбаланса, определенного на балансировочном станке.

Балансировка ротора с коррекцией локальных дисбалансов обеспечивает такую уравновешенность, которая не нарушается на всех частотах вращения.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Диментберг Ф. М., Шаталов К. Т., Гусаров А. А. Колебания машин. М.: Машиностроение, 1964. 220 с.
2. Meldal A. Auswuchten elastischer Rotoren. ZAMM, Bd. 34. № 8/9. 1954.
3. ГОСТ ИСО 11342—95. Вибрация. Методы и критерии балансировки гибких роторов. М.: Изд-во стандартов, 1995.

### ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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



В. А. ДУБОВИК, канд. физ.-мат. наук, С. В. КИРСАНОВ, д-р техн. наук  
(Национальный исследовательский Томский политехнический университет), e-mail: TMRI@tpu.ru

## Основное движение двухмаятникового автобалансира на гибком валу с упругодемпфирующими опорами

Получены условия балансировки маятниками неуравновешенного ротора на гибком валу, вращающегося в упругих опорах с линейным вязким трением.

**Ключевые слова:** ротор, маятниковый автобалансир, дисбаланс, основное движение, устойчивость, теория синхронизации объектов, порождающие функции, собственная частота, критическая угловая скорость.

The balancing conditions of unbalanced rotor on the flexible shaft, rotating in the elastic supports with linear viscous friction, with the help of the pendulums have been obtained.

**Keywords:** rotor, pendulum auto-balancer, unbalance, basic motion, steadiness, the objects synchronization theory, generative functions, eigenfrequency, critical angular speed.

В теории ряда технических устройств, в частности автобалансиров, представляет интерес задача о стационарном движении установленного на гибком валу ротора (диска), к которому прикреплены два физических маятника с осями вращения, параллельными осям вала. Изучению динамики маятниковых и шаровых автобалансиров посвящены работы [1–4]. В работе [5] исследуется в первом приближении устойчивость основного движения маятникового автобалансира. В этих работах считается, что опоры вала, на котором крепится ротор с балансировочным устройством, являются абсолютно жесткими. Практически опоры вала, как правило, оказываются упруго деформируемыми, что приводит к изменению частоты колебаний вала [6] и, как следствие, условий балансировки. Ниже рассматривается влияние упругой податливости, демпфирования и массы опор вала с неуравновешенным ротором на основное движение маятникового автобалансира. Считается, что на ротор в месте крепления его к валу помимо упругой силы действуют внутреннее трение, пропорциональное скорости деформации [6], и сила внешнего сопротивления, пропорциональная скорости точки крепления. Упругие опоры являются демпфирующими, т. е. на них действует внешнее трение, пропорциональное скорости их смещения. Цель работы — установить при сформулированных выше положениях условия существования основного движения маятникового автобалансира, т. е. движения, при котором отсутствуют прогиб вала и смещение опор (рис. 1, а). На рис. 1, б приведена схема возмущенного движения системы.

Ротор, центр масс которого расположен относительно его геометрического центра  $C$  с эксцентризитетом  $CC' = e$ , закреплен посередине вала

в точке  $C$  так, что он может двигаться только в плоскости  $xOy$ , перпендикулярной к оси опор  $A$  и  $B$  (см. рис. 1, а). При вращении вала вокруг неподвижной оси  $Oz$  с постоянной угловой скоростью  $\omega$  он прогибается на величину  $O'C$ , а ось опор  $A$  и  $B$  смещается на  $OO'$ . Предполагается, что ось вращения  $Oz$  вертикальна либо силы инерции намного больше сил тяжести. Это позволяет пренебречь влиянием последних на движение системы.

За обобщенные координаты принимаем перемещения  $x$ ,  $y$  и  $x_0$ ,  $y_0$  центра ротора и опор вала относительно неподвижной системы координат  $xOy$ , а также углы  $\gamma_1$  и  $\gamma_2$  поворота маятников относительно вектора дисбаланса ротора  $\overline{CC'}$  (см. рис. 1, б). Обозначим: массу ротора —  $m_p$ , опоры —  $m_o$ , маятника —  $m$ ; моменты инерции ротора и маятника относительно центральных осей, параллельных оси  $Oz$ , — соответственно  $J_p$  и  $J$ ; изгибную жесткость вала —  $c$ ; жесткость опоры —  $c_o$ , длину маятника —  $l$ .

Упругие силы, действующие на опору и ротор со стороны вала:  $\bar{F}_{co} = -c_o \overline{OO'}$  и  $\bar{F}_c = -c \overline{OC}$ ; сила внешнего трения в опоре  $\bar{F}_{O'} = -h_o \bar{V}_{O'}$ ; сила вязкого сопротивления среды  $\bar{F}_t = -h \bar{V}_C$ ; моменты сил вязкого сопротивления, препятствующие повороту маятников относительно вала,  $M_{c1} = -h_2 \dot{\gamma}_1$ ,  $M_{c2} = -h_2 \dot{\gamma}_2$ , здесь  $h_o$ ,  $h_1$ ,  $h_2$  — коэффициенты вязкого трения опоры, ротора и маятника. Скорость деформации вала в точке  $C$  равна разности скоростей точек  $C$  и  $O'$  в системе координат  $\xi O\eta$ , вращающейся вместе с валом:  $\bar{V}_{rCO'} = \bar{V}_{rC} - \bar{V}_{rO'} = \bar{V}_C - \bar{V}_{O'} - \omega \overline{O'C}$ . Тогда сила внутреннего тре-

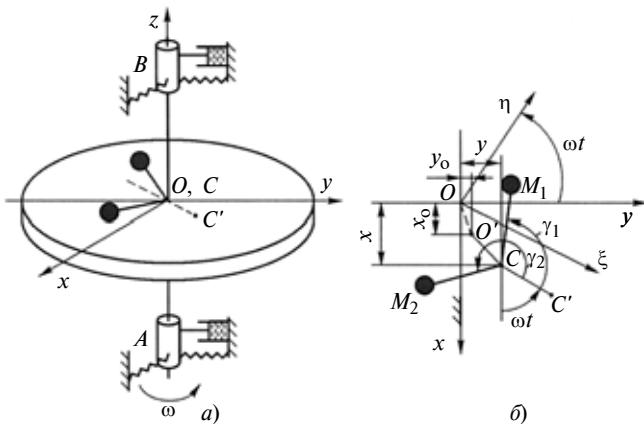


Рис. 1. Схемы основного (а) и возмущенного (б) движений ротора с маятниками

ния, приложенная к ротору в точке  $C$ :  $\bar{F}_{\text{в.т}} = -k\bar{V}_{rCO'}$  [6], а ее проекции на неподвижные оси:  $F_{\text{в.т}x} = -k[\dot{x} - \dot{x}_o + \omega(y - y_o)]$ ,  $F_{\text{в.т}y} = -k[\dot{y} - \dot{y}_o - \omega(x - x_o)]$ , где  $k$  — коэффициент внутреннего трения.

В принятых обозначениях кинетическая, потенциальная энергии и диссипативная функция рассматриваемой механической системы имеют вид:

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2}m_p[(\dot{x} - e\omega\sin\omega t)^2 + (\dot{y} + e\omega\cos\omega t)^2] + \\ &\quad + \frac{1}{2}J_p\omega^2 + 2\frac{1}{2}m_o(\dot{x}_o^2 + \dot{y}_o^2) + \\ &\quad + \frac{1}{2}\sum_{i=1}^2\left\{m\{[\dot{x} - l(\omega + \dot{\gamma}_i)\sin(\omega t + \gamma_i)]^2 + \right. \\ &\quad \left. + [\dot{y} + l(\omega + \dot{\gamma}_i)\cos(\omega t + \gamma_i)]^2\} + J(\omega + \dot{\gamma}_i)^2\right\}; \\ \ddot{I} &= \frac{1}{2}c[(x - x_o)^2 + (y - y_o)^2] + 2\frac{1}{2}c_o(x_o^2 + y_o^2); \\ \Phi &= \frac{1}{2}k\{[\dot{x} - \dot{x}_o + \omega(y - y_o)]^2 + \\ &\quad + [\dot{y} - \dot{y}_o - \omega(x - x_o)]^2\} + \\ &\quad + 2\frac{1}{2}h_o(\dot{x}_o^2 + \dot{y}_o^2) + \frac{1}{2}h_1(\dot{x}^2 + \dot{y}^2) + \frac{1}{2}h_2\sum_{i=1}^2\dot{\gamma}_i^2. \end{aligned}$$

Подставляя эти выражения в уравнения Лагранжа 2-го рода, приходим к дифференциальным уравнениям движения системы:

$$\begin{aligned} M\ddot{x} + c(x - x_o) + h_1\dot{x} + k(\dot{x} - \dot{x}_o) + k\omega(y - y_o) - \\ - ml\sum_{i=1}^2[\ddot{\gamma}_i\sin(\omega t + \gamma_i)^2 + (\omega + \gamma_i)^2\cos(\omega t + \gamma_i)] = \\ = m_p e\omega^2\cos\omega t, \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} M\ddot{y} + c(y - y_o) + h_1\dot{y} + k(\dot{y} - \dot{y}_o) - k\omega(x - x_o) + \\ + ml\sum_{i=1}^2[\ddot{\gamma}_i(\omega t + \gamma_i) - (\omega + \gamma_i)^2\sin(\omega t + \gamma_i)] = \\ = m_p e\omega^2\sin\omega t, \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} 2m_o\ddot{x}_o + (2c_o + c)x_o + (k + 2h_o)\dot{x}_o = \\ = -cx - k\dot{x} - k\omega(y - y_o) = 0; \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} 3m_o\ddot{y}_o + (2c_o + c)y_o + (k + 2h_o)\dot{y}_o - \\ - cy - k\dot{y} + k\omega(x - x_o) = 0; \end{aligned} \quad (4)$$

$$\ddot{\gamma}_i + h\dot{\gamma}_i = \mu\Phi_i(\ddot{x}, \ddot{y}, \gamma_i) \quad (i = 1, 2), \quad (5)$$

где

$$\begin{aligned} M &= m_p + 2m; h = h_2/(J + ml^2); \\ \mu &= ml(J + ml^2) < 1; \\ \Phi_i(\ddot{x}, \ddot{y}, \gamma_i) &= \ddot{x}\sin(\omega t + \gamma_i) - \ddot{y}\cos(\omega t + \gamma_i). \end{aligned} \quad (6)$$

Для достижения поставленной цели воспользуемся теорией синхронизации объектов с равномерными вращательными движениями [3]. Принимаем  $\mu$  за малый параметр. Соответствующая системе (1)–(6) порождающая система уравнений ( $\mu = 0$ ) допускает семейство стационарных периодических решений вида:

$$\left. \begin{aligned} \gamma_1 &= \text{const}_1 = \alpha_1; \gamma_2 = \text{const}_2 = \alpha_2; \\ x(t) &= U\cos\omega t - V\sin\omega t; \quad y(t) = U\sin\omega t + V\cos\omega t; \\ x_o(t) &= U_o\cos\omega T - V_o\sin\omega t; \\ y_o(t) &= U_o\sin\omega t + V_o\cos\omega t. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Здесь введены обозначения:

$$\begin{aligned} U &= aR(\alpha_1, \alpha_2) + bI(\alpha_1, \alpha_2); \\ V &= aI(\alpha_1, \alpha_2) - bR(\alpha_1, \alpha_2); \\ a &= (a_1a_2 + b_1b_2)/(a_2^2 + b_2^2); \\ b &= (a_1b_2 - a_2b_1)/(a_2^2 + b_2^2); \\ a_1 &= -2m_o\omega^2 + 2c_o + c; \quad b_1 = 2h_o\omega; \\ a_2 &= a_1(c - M\omega^2) - b_1h_1\omega - c^2; \\ b_2 &= b_1(c - M\omega^2) + a_1h_1\omega; \\ U_o &= a_oR(\alpha_1, \alpha_2) + b_oI(\alpha_1, \alpha_2); \\ V_o &= a_oI(\alpha_1, \alpha_2) - b_oR(\alpha_1\alpha_2); \\ a_o &= ca_2/(a_2^2 + b_2^2); \quad b_o = cb_2/(a_2^2 + b_2^2); \\ R(\alpha_1\alpha_2) &= m_p e\omega^2 + ml\omega^2(\cos\alpha_1 + \cos\alpha_2); \\ I(\alpha_1, \alpha_2) &= ml\omega^2(\sin\alpha_1 + \sin\alpha_2). \end{aligned} \quad (8)$$

Эти решения зависят от двух постоянных  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , которые фиксируют маятники относительно вектора дисбаланса ротора. Для определения этих постоянных составим основные уравнения. Решения уравнений (7) подставляем в формулу (6), усредняем по времени за период  $2\pi/\omega$ ; полученные порождающие функции приравниваем к нулю:

$$P_i(\alpha_1, \alpha_2) = -\omega^2\{[aR(\alpha_1, \alpha_2) + bI(\alpha_1, \alpha_2)]\sin\alpha_i - [aI(\alpha_1, \alpha_2) - bR(\alpha_1, \alpha_2)]\cos\alpha_i\} = 0, \quad i = 1, 2. \quad (9)$$

Система уравнений (9) имеет решение:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \alpha_1^* = \pi - \alpha_o, \quad \alpha_2 = \alpha_2^* = -(\pi - \alpha_o), \\ \cos\alpha_o &= m_p e/(2ml) \equiv \lambda < 1, \end{aligned} \quad (10)$$

при котором  $R(\alpha_1^*, \alpha_2^*) = I(\alpha_1^*, \alpha_2^*) = 0$  и, как следует из уравнений (7),  $x(t) = y(t) = 0$ ,  $x_o(t) = y_o(t) = 0$ , т. е. движение автобалансира, соответствующее этому решению, является основным. Решение (10) можно получить из равновесия сил инерции при основном движении.

Достаточные условия асимптотической устойчивости решения (10) имеют вид [3]:

$$\left. \begin{aligned} L_1(\alpha_1, \alpha_2) &= -\left(\frac{\partial P_1}{\partial \alpha_1} + \frac{\partial P_2}{\partial \alpha_2}\right) > 0; \\ L_2(\alpha_1, \alpha_2) &= \left(\frac{\partial P_1}{\partial \alpha_1} \frac{\partial P_2}{\partial \alpha_2} - \frac{\partial P_1}{\partial \alpha_2} \frac{\partial P_2}{\partial \alpha_1}\right) > 0. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Подставляя в выражения (11) производные от порождающих функций (9), для решения (10) получаем:

$$\left. \begin{aligned} L_1(\alpha_1^*, \alpha_2^*) &= -2ml\omega^4a; \\ L_2(\alpha_1^*, \alpha_2^*) &= (ml\omega^4)^2(a^2 + b^2)4\lambda^2(1 - \lambda^2). \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

В соответствии с решением (10) величина  $L_2(\alpha_1^*, \alpha_2^*)$  всегда положительна. Условие (12) для  $L_2(\alpha_1^*, \alpha_2^*)$  приводит к требованию  $a < 0$  или с учетом обозначений (8) к неравенству, записанному в безразмерных переменных:

$$z(\beta) \equiv -v^2\beta^3 + [2v(1 + \gamma) + v^2 - \chi]\beta^2 - [v(1 + 2\gamma) + (1 + \gamma)^2 - \chi]\beta + \gamma(1 + \gamma) < 0, \quad (13)$$

где  $v = 2m_o/M$ ;  $\beta = \omega^2M/c = \omega^2/\omega_o^2$  ( $\omega_o = \sqrt{c/M}$  — собственная частота системы с неподвижными маятниками);  $\gamma = 2c_o/c$ ;  $\chi = 4h_o^2/(cM)$ .

Решение (7) и условие устойчивости (13) не содержат коэффициента  $k$ , т. е. рассматриваемое движение не зависит от внутренних сил, что очевидно, так как при стационарном вращении вала скорость его деформации равна нулю.

При отсутствии демпфирования и малой массе опор ( $\chi = 0$ ,  $v = 0$ ) условие устойчивости основного движения имеет вид:

$$\omega > \sqrt{c^*/M}. \quad (14)$$

Здесь  $c^* = 2c_o c / (2c_o + c)$  — приведенная жесткость системы. В случае  $c_o \rightarrow \infty$  (опора становится абсолютно жесткой)  $c^* \rightarrow c$  и неравенство (14) переходит в условие устойчивости маятникового автобалансира на гибком валу с жесткими опорами [2].

Исследование функции  $z(\beta)$  показывает, что  $z(0) = \gamma(\gamma + 1) > 0$ ,  $z(\beta) \rightarrow -\infty$  при  $\beta \rightarrow +\infty$ . В интервале  $[0, +\infty)$  в зависимости от значений параметров  $v, \gamma$  она имеет либо один корень  $\beta_1$ , либо три действительных корня  $\beta_1, \beta_2, \beta_3$  (обозначены в порядке возрастания), при этом два последних могут совпадать. Неравенство (13) выполняется (что соответствует устойчивости движения) в первом случае при  $\beta > \beta_1$ , а во втором — при  $\beta_1 < \beta < \beta_2$  и  $\beta > \beta_3$ . Угловые скорости  $\omega_1 = \sqrt{\beta_1} \omega_o$ ,  $\omega_2 = \sqrt{\beta_2} \omega_o$ ,  $\omega_3 = \sqrt{\beta_3} \omega_o$  разделяют прямую  $0 < \omega < +\infty$  на устойчивые и неустойчивые области, т. е. являются критическими. Отсюда с учетом решения (10) ус-

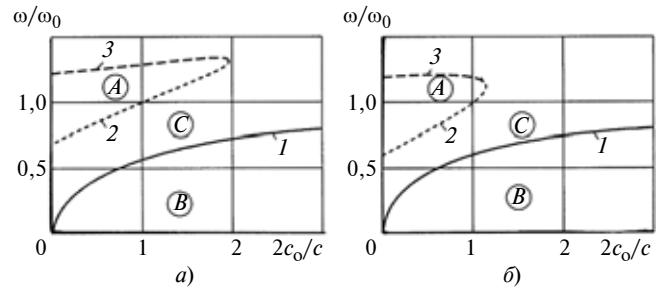


Рис. 2. Зависимости критических угловых скоростей от относительной жесткости опор вала при  $v = 2$  и  $\chi = 0,25$  (а) и  $1$  (б)

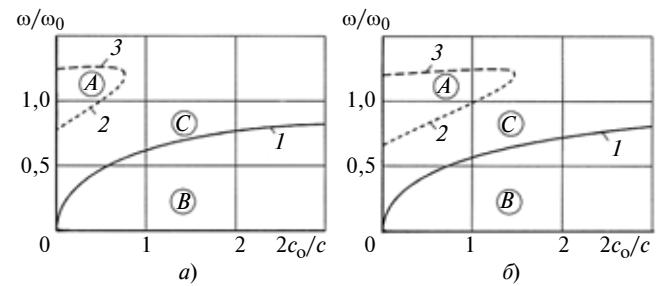


Рис. 3. Зависимости критических угловых скоростей от относительной жесткости опор вала при  $\chi = 0,5$  и  $v = 1,5$  (а) и  $2$  (б)

ловия существования и устойчивости основного движения маятникового автобалансира имеют вид:  $m_p e / 2ml < 1$ ,  $\omega > \omega_1$  — при наличии одной критической скорости;  $m_p e / 2ml < 1$ ,  $\omega_1 < \omega < \omega_2$ ,  $\omega > \omega_3$  — в случае трех критических скоростей. Если две последние скорости совпадают ( $\omega_2 = \omega_3 = \omega^*$ ), то движение будет устойчивым при  $\omega > \omega_1$ , кроме  $\omega = \omega^*$ .

Наличие трех критических скоростей для маятникового автобалансира на гибком валу с жесткими опорами отмечено в работе [5].

На рис. 2 и 3 приведены графики критических скоростей в зависимости от жесткости опор  $\gamma = 2c_o/c$  при различных значениях  $v$  и  $\chi$ . Кривые 1, 2, 3 соответствуют критическим скоростям  $\omega_1$ ,  $\omega_2$ ,  $\omega_3$ . Здесь область  $A$  между кривыми 2 и 3 и область  $B$  ниже кривой 1 являются областями неустойчивого движения независимо от дисбаланса ротора, а область  $C$  — устойчивого движения.

Из рис. 1—3 и проведенных расчетов следует, что при малой жесткости опор существуют три критические скорости. С ростом  $\gamma$  вторая и третья критические скорости сближаются и при  $\gamma = \gamma^*$  становятся равными  $\omega^*$ ; для  $\gamma > \gamma^*$  имеется одна критическая скорость  $\omega_1 < \omega_o$ . Значения характерных величин  $\gamma^*$  и  $\omega$  зависят от параметров  $v$  и  $\chi$  системы. Так, при  $v = 2$  и  $\chi = 0; 0,25; 0,5; 1$  величина  $\gamma^*$  принимает соответственно значения 79,681; 1,978; 1,506; 1,158, а отношение  $\omega^*/\omega_o$  — 6,352; 1,305; 1,214; 1,121. Если  $\chi = 0,5$  и  $v = 0,95; 1; 1,5$ , то значения  $\gamma^*$  равны 0,027; 0,092; 0,781, а  $\omega^*/\omega_o$  — 1,138; 1,146; 1,193.

В. А. КОЛОКОЛЬЦЕВ, д-р техн. наук, М. В. АВРАМОВ, канд. техн. наук (Саратовский ГТУ),  
e-mail: ingener\_ks-04@mail.ru

## Схематизация случайных процессов нагружения в расчете деталей машин по сопротивлению усталости

Решается задача оценки случайных процессов нагружения деталей машин методом схематизации, разработаны метод эквивалентных циклов, методика расчета ресурса деталей по сопротивлению усталости.

**Ключевые слова:** нагружение, сопротивление усталости, схематизация, ресурс, метод эквивалентных циклов.

Evaluation problem of random loading processes of the machinery by the schematization method is solved. The equivalent cycles method and the calculation technique of the details resource regarding the fatigue resistance have been developed.

**Keywords:** loading, fatigue resistance, schematization, resource, the method of equivalent cycles.

Расчеты и испытания деталей машин по сопротивлению усталости, находящихся в условиях случайного стационарного нагружения, основываются на схематизации случайных процессов, при которой реальный процесс нагружения заменяется соответствующей функцией распределения вероятностей амплитуд нагрузки. При этом устанавливаются правила выделения цикла или полуцикла регулярного нагружения по экстремумам процесса [1].

Функции распределения вероятностей амплитуд нагрузки, а следовательно, и оценки ресурса деталей, полученные для одного и того же процесса нагружения с использованием разных методов: экстремумов, размахов, дождя, полных циклов, трека и др., различны. Несовпадение полученных результатов объясняется различием подходов как в выделении циклов (полуциклов) случайного процесса, так и в определении амплитуд нагрузки.

В методах экстремумов (пересечений) за амплитуду полуцикла нагрузки принимают модуль разно-

сти учитываемого экстремума и медианы экстремумов нагружения, а в методах размахов, дождя, полных циклов, трека и петель гистерезиса — модуль полуразмаха двух учитываемых последовательных экстремумов. Выделение циклов в методах трека и полных циклов осуществляется по правилу двукратного изменения направления нагрузки в точках учитываемых экстремумов. В методах размахов и дождя полуцикл определяется двумя учитываемыми экстремумами, а в методах экстремумов — одним. Наиболее приемлемую оценку ресурса детали дают методы полных циклов и дождя — практически с одинаковыми результатами [2].

К основным недостаткам методов можно отнести неоднозначное определение цикла (полуцикла) регулярного процесса и его типа — формы кривой цикла, принятого для схематизации случайного процесса, что может приводить к выделению фиктивных (несуществующих) циклов нагрузки и их амплитуд. Эти недостатки могут стать причиной существенной погрешности в оценке состава выделяемых циклов и их амплитуд для исходного случайного процесса, а следовательно, нагруженности и ресурса детали по сопротивлению усталости.

Устранить указанные недостатки можно, используя новые правила выделения цикла регулярного процесса и определения его амплитуды по информации об экстремумах случайного процесса.

Цель исследования — разработка общего подхода к схематизации случайных процессов нагружения деталей машин при оценке их ресурса. Решение поставленной задачи основано на следующем. Рассмотрим случайные колебания нагрузки, харак-



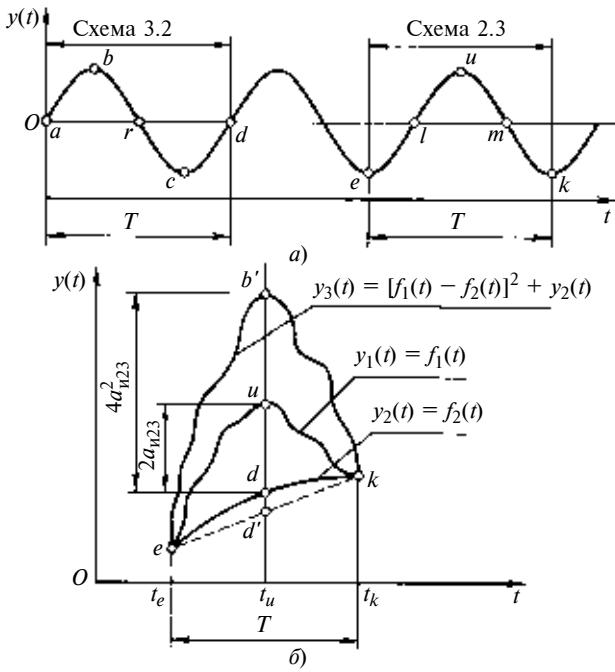
(Окончание статьи. Начало см. на стр. 20)

### Вы воды

Уравновешивание ротора на гибком валу с податливыми опорами малой жесткости маятниковым автобалансиром возможно при вращении вала с угловой скоростью, принимающей значения между первой и второй критическими скоростями и большие третьей критической скорости, которые зависят от параметров опоры: массы, жесткости и демпфирования. В случае большой жесткости опор уравновешивание происходит при угловой скорости, превышающей собственную частоту устройства. Выбирая жесткость опор, можно добиться включения автобалансира на угловой скорости, значительно меньшей, чем собственная частота устройства.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Гусаров А. А. Автобалансирующие устройства прямого действия. М.: Наука, 2002. 119 с.
2. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. Л.: Машиностроение, 1976. 320 с.
3. Блехман И. И. Синхронизация в природе и технике. М.: Наука, 1981. 352с.
4. Нестеренко В. П. Автоматическая балансировка роторов приборов и машин со многими степенями свободы. Томск: Изд-во ТГУ, 1985. 84 с.
5. Филимонихин Г. Б. К устойчивости основного движения двухмаятникового автобалансира // Докл. НАН України. 1996. № 8. С. 74—78.
6. Диментберг Ф. М. Изгибные колебания вращающихся валов. М.: Изд-во АН СССР, 1959. 246 с.



**Рис. 1. Циклы нагрузок:**

*a* — регулярное нагружение; *б* — случайное нагружение по схеме 2,3

теризуемые тем, что циклы высоких частот наложены на циклы более низких частот.

Для выделения циклов в случайном процессе будем использовать, как и в других методах, в качестве аналога циклы регулярного процесса с известным набором параметров и постоянной функцией формы цикла. Причем выберем такие циклы (основные), которые однозначно определяются положением их последовательных нулей и экстремумов. Согласно определению по ГОСТу [3] в регулярном процессе можно выделить два основных типа циклов (рис. 1): 1) цикл, который имеет два нулевых значения и однозначно определяется положением трех последовательных экстремумов (схема 2,3) (см. рис. 1, *a*, *euk*); 2) цикл, который имеет три нулевых значения и однозначно определяется положением двух последовательных экстремумов (схема 3,2) (см. рис. 1, *a*, *abcd*). Особенностью циклов 2,3 и 3,2, например для гармонического регулярного процесса, является то, что они сдвинуты во времени (по фазе) от начала цикла на четверть периода, и соответственно нули и экстремумы чередуются также через четверть периода. Назовем такие циклы идеальными.

Поскольку экстремумы случайного процесса могут быть однозначно определены, то аналогично первому типу цикла (*euk*, рис. 1, *a*) регулярного процесса введем понятие цикла случайного процесса типа 2,3 — нагрузка с тремя последовательными случайными экстремумами (см. рис. 1, *b*, *euk*). Период цикла — время между первым и третьим экстремумами трех рассматриваемых экстремумов,

т. е. цикл нагрузок, выделенных по правилу троекратного изменения направления нагрузки (или знака производной процесса) в точках-экстремумах, следующих друг за другом [4]. Такой цикл случайного процесса отличается от цикла регулярного процесса, так как значения экстремумов, их положение и форма функции, описывающей цикл, случайные, поэтому определение амплитуды цикла регулярного процесса для выделенного цикла случайного процесса по информации об экстремумах в явном виде неоднозначно.

Рассмотрим три произвольных экстремума *e*, *u*, *k* (см. рис. 1, *b*), определяющих цикл случайного процесса нагружения. Пусть изменение нагрузки между данными экстремумами задано произвольной функцией  $y_1(t) = f_1(t)$ . Полагаем, что отрезок *edk* кривой задается функцией  $y_2(t) = f_2(t)$  и определяет положение нулевой линии цикла *euk* исходного процесса нагружения, время  $T = t_k - t_e$  — период цикла. Тогда отрезок *id* равен размаху амплитуды цикла или удвоенной амплитуде  $a_{i2,3}$ .

Для определения амплитуды регулярного цикла выделенного цикла случайного процесса рассмотрим метод [4] с энергетическим подходом. Известно, что удельная энергия деформации детали пропорциональна квадрату напряжения в исследуемой точке. Определим изменение удельной энергии деформации за период выделенного цикла. Для этого возведем в квадрат ординаты процесса напряжений, расположенные выше функции  $y_2(t) = f_2(t)$ . Получим кривую *eb'k*, которая описывается (в условных координатах) функцией  $y_3(t) = [f_1(t) - f_2(t)]^2 + y_2(t)$ . Площадь  $S_{eb'k}$  пропорциональна изменению удельной энергии деформации детали за период  $T$ , а отрезок *b'd* равен  $4a_{i2,3}^2$ .

Если известны функции  $y_1(t) = f_1(t)$  и  $y_2(t) = f_2(t)$ , то изменение удельной энергии деформации детали при одноосном напряженном состоянии в исследуемой точке за период цикла исходного процесса напряжения определяется формулой

$$\Delta W_i = \frac{1}{E} \int_0^T [f_1(t) - f_2(t)]^2 dt, \quad (1)$$

где  $E$  — модуль упругости материала детали.

В формуле (1) интеграл численно равен площади  $S_{eb'k} = S_i$ . Определим эту площадь через амплитуду цикла. Для этого найдем площадь  $S_\Delta$  треугольника *eb'k* по координатам вершин (экстремумы). Если функция  $y_2(t) = f_2(t)$  мало отличается от линейной, то площадь  $S_\Delta$  можно приближенно определить через амплитуду цикла:  $S_\Delta = 2a_{i2,3}^2 T$ . Коэффициентом  $\mu_1$  формы исходного цикла будет отношение  $S_i/S_\Delta$ , тогда амплитуда цикла имеет вид:

$$a_{i2,3} = (S_i/(2T\mu_1))^{0.5}. \quad (2)$$

Если требуется определить амплитуду цикла исходной формы, то по формуле (2) получим:

$$a_{i2,3} = (S_\Delta/(2T))^{0.5}. \quad (3)$$

Из формулы (3) следует, что для определения амплитуды исходного цикла, задаваемого произвольной функцией формы  $y_1(t) = f_1(t)$ , достаточно знать площадь треугольника, вершинами которого являются три последовательных экстремума, и период цикла. Амплитуды циклов, определяемые по формуле (3), в общем случае являются амплитудами различных по форме циклов исходного случайного процесса. Поэтому результаты, полученные по формуле (3), нельзя использовать для сравнения процессов с различными формами циклов. Для этих целей целесообразно задавать определенную форму эквивалентного по удельной энергии деформации цикла и определять его амплитуду. Тогда формула (2) примет вид:

$$a_{2,3} = (S_{\Delta}\mu_1/(2T\mu_2))^{0,5}, \quad (4)$$

где  $\mu_1$  — коэффициент формы цикла, определяемый по исходной функции  $y_1(t) = f_1(t)$ ;  $\mu_2$  — коэффициент формы цикла, определяемый задаваемой функцией  $y'(t) = f'(t)$ .

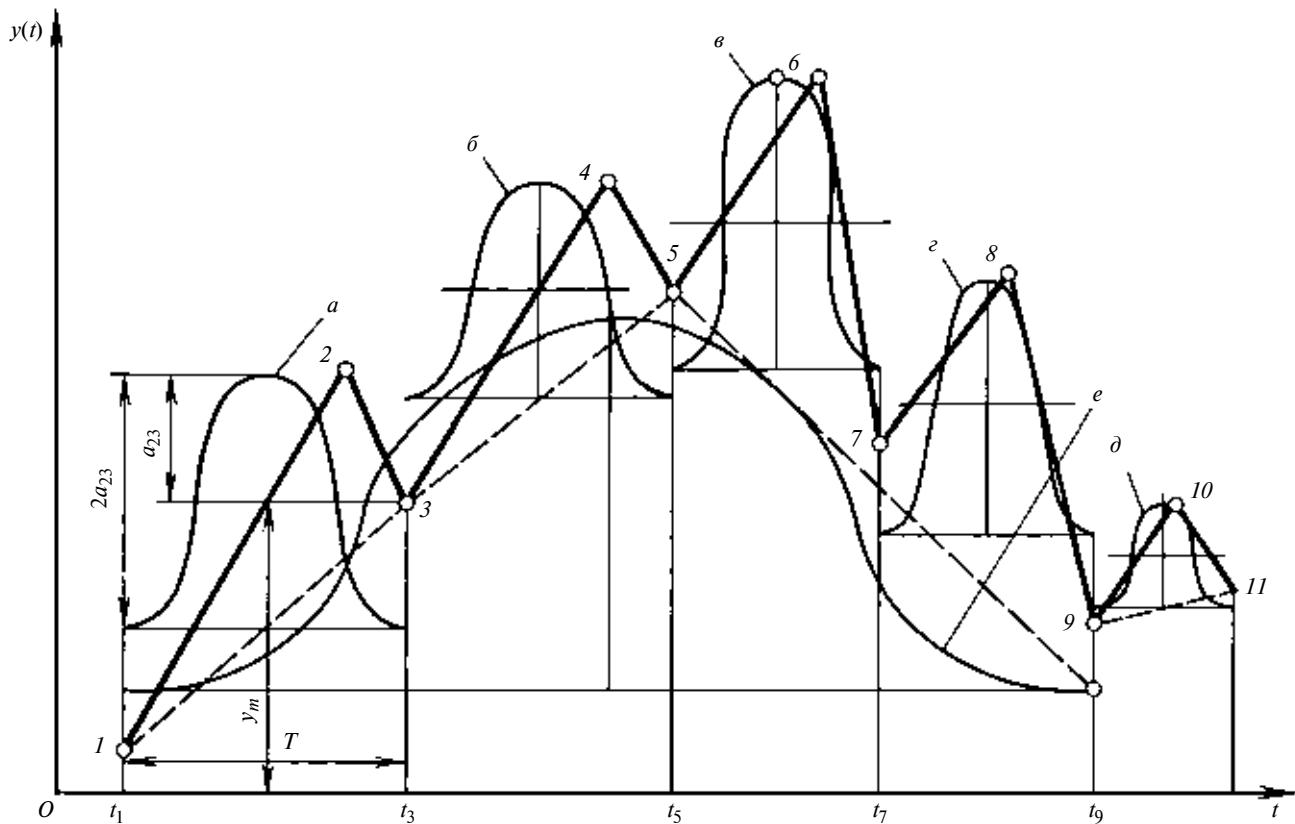
Амплитуда по формуле (4) является амплитудой эквивалентного цикла по удельной энергии деформации (полуцикл нагрузки), форма которого задается функцией  $y'(t) = f'(t)$ .

Функция формы  $y_1(t) = f_1(t)$  исходного цикла может быть задана или для каждого цикла отдельно (априорно), или для процесса в целом. Вид функ-

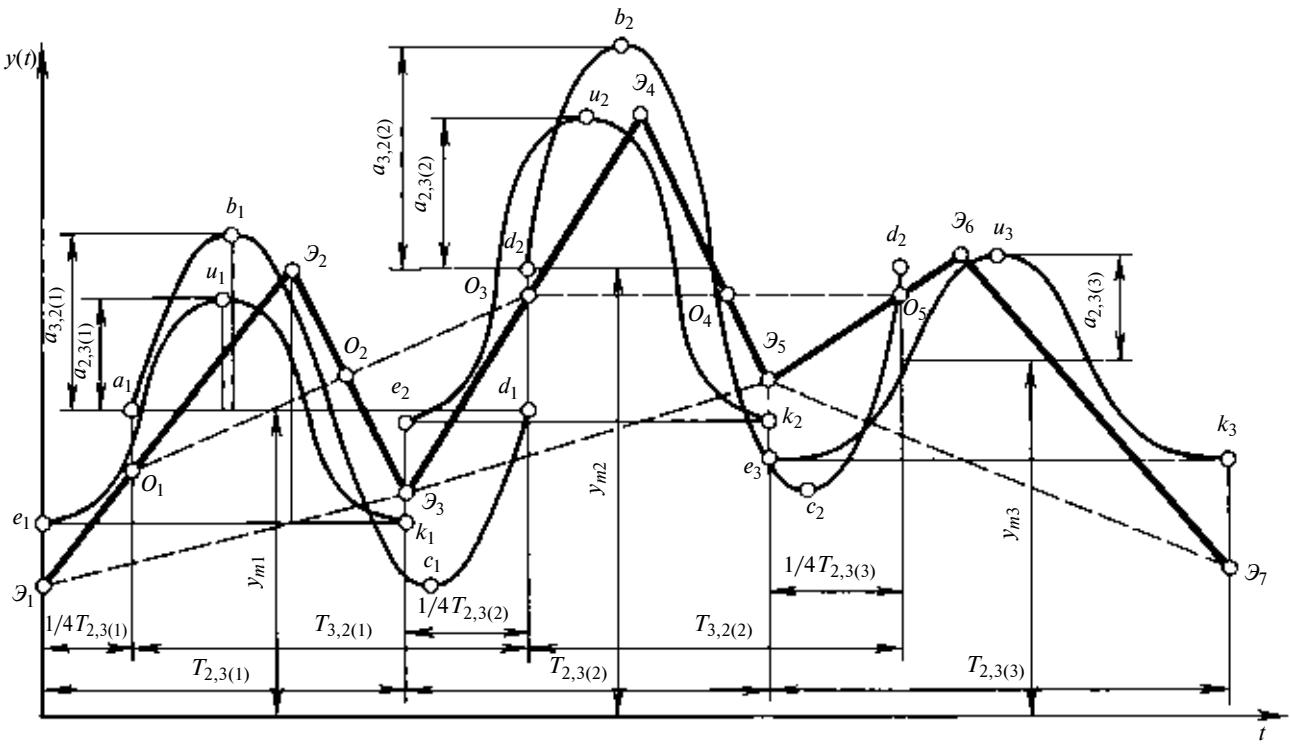
ции  $y_1(t) = f_1(t)$  можно определить по имеющейся аналоговой записи случайного процесса или задать, исходя из закономерностей внешнего нагружения. При этом она должна проходить через экстремумы и быть непрерывной в пределах цикла. Функция  $y'(t) = f'(t)$  эквивалентного цикла принимается расчетчиком, должна быть непрерывной и иметь один экстремум в пределах периода цикла. Возможна кусочная аппроксимация кривых исходного и задаваемого эквивалентного циклов, тогда функции  $y_1(t)$  и  $y'(t)$  должны быть непрерывными в пределах полуциклов.

По формуле (4) можно определить период эквивалентного цикла, если задать его амплитуду и коэффициенты  $\mu_1$  и  $\mu_2$ . Это важно при оценке нагруженности и ресурса деталей машин при случайном нагружении в ходе ускоренных испытаний и разработки их режимов. Значения коэффициентов  $\mu_1$  и  $\mu_2$  в случае линейной функции  $y_2(t) = f_2(t)$  для некоторых функций  $y_1(t) = f_1(t)$  формы цикла приведены в работе [5]. В реальных процессах функция  $y_2(t) = f_2(t)$  может быть нелинейной. При этом возможна погрешность расчета амплитуды эквивалентного цикла, которая определяется значением  $dd'$  (рис. 1, б). Следовательно, погрешность метода определения характеризуется отклонением функции  $y_2(t)$  от линейной функции. Если точки  $d$  и  $d'$  совпадают, то погрешность равна нулю.

На рис. 2 приведены фрагменты случайного процесса и выделены эквивалентные циклы по схе-



**Рис. 2. Схематизация случайного процесса методом эквивалентных циклов по схеме 2,3:**  
1–11 — экстремумы исходного процесса;  $a$ – $d$  и  $e$  — эквивалентные гармонические циклы соответственно высокочастотной и низкочастотной составляющих процесса;  $a_{2,3}$  — эквивалентная амплитуда;  $y_m$  — среднее значение цикла



**Рис. 3. Схематизация случайного процесса методом эквивалентных циклов по схемам 2,3 и 3,2:**  
 $\vartheta_1-\vartheta_7$  — экстремумы;  $\vartheta_1\vartheta_2\vartheta_3$ ,  $\vartheta_3\vartheta_4\vartheta_5$ ,  $\vartheta_5\vartheta_6\vartheta_7$  — исходные циклы по схеме 2,3;  $O_1\vartheta_2\vartheta_3O_3$ ,  $O_3\vartheta_4\vartheta_5O_5$  — исходные циклы по схеме 3,2;  
 $e_1u_1k_1$ ,  $e_2u_2k_2$ ,  $e_3u_3k_3$  и  $a_1b_1c_1d_1$ ,  $a_2b_2c_2d_2$  — эквивалентные гармонические циклы по схеме соответственно 2,3 и 3,2

ме 2,3, форма которых задана косинусоидой. Это осуществляется следующим образом:

1) выполняется дискретизация процесса [1], выделяются все экстремумы 1–11 исходного процесса;

2) на первом этапе схематизации формируются тройки экстремумов, образующие исходные циклы процесса: 1–2–3; 3–4–5; 5–6–7; 7–8–9; 9–10–11, определяется время их появления;

3) по формуле (4) рассчитывается амплитуда и определяется среднее значение эквивалентного цикла для каждой тройки экстремумов;

4) на втором этапе схематизации исключаются из рассмотрения экстремумы 2, 4, 6, 8, 10 исходного процесса, а оставшиеся экстремумы образуют массив ординат для второго этапа схематизации;

5) на втором этапе схематизации выделяются экстремумы 7, 5, 9, 11 и формируется тройка экстремумов 1–5–9, образующая цикл низкочастотной составляющей процесса. Поскольку следующая тройка экстремумов не может быть сформирована, то участок низкочастотной составляющей процесса между парой экстремумов 1–11 заменяется эквивалентным полуциклом. Далее повторяются пп. 3 и 4;

6) на третьем этапе схематизации из тройки экстремумов 1–5–9 исключается экстремум 5 и остается пара экстремумов 1 и 9. Сформировать тройку экстремумов оказывается невозможным и процесс схематизации прекращается, пара экстремумов 1–9 заменяется эквивалентным полуциклом.

Рассмотрим задачу схематизации случайного процесса путем определения амплитуд эквивалентных циклов схемы 3,2. Для этого используем особенность идеальных циклов (например, гармонических) регулярного процесса схем 2,3 и 3,2, состоящую в том, что начала циклов схем 2,3 и 3,2 сдвинуты по времени относительно друг друга на четверть периода. Это позволяет определить положения  $O_1$ ,  $O_2$ ,  $O_3$  исходного цикла процесса схемы 3,2 с экстремумами  $\vartheta_2$ ,  $\vartheta_3$  и  $O_3$ ,  $O_4$ ,  $O_5$  с экстремумами  $\vartheta_4$  и  $\vartheta_5$  (рис. 3). Таким образом, периоды указанных исходных и эквивалентных гармонических циклов по схеме 3,2 —  $O_1\vartheta_2\vartheta_3O_3$  и  $a_1b_1c_1d_1$  определяются выражением:

$$T_{3,2i} = \gamma_1 T_{2,3i} + \gamma_2 T_{2,3i+1}, \quad (5)$$

где  $\gamma_1 = 0,75$ ;  $\gamma_2 = 0,25$  — коэффициенты периодов основных идеальных циклов схемы 2,3;  $T_{2,3i}$  — период цикла схемы 2,3;  $i$  — номер цикла.

Для определения амплитуд эквивалентных циклов схемы 3,2 используем соотношения, определяющие удельные энергии деформаций гармонических циклов напряжений схем 2,3 и 3,2, рассматривая гармонический цикл схемы 2,3 (см. рис. 1, а) как цикл косинусоиды  $y_{2,3}(t) = a_{2,3}[1 - \cos(2\pi t/T_{2,3})]$  при  $y_{min} = 0$ , а гармонический цикл схемы 3,2 — цикл синусоиды  $y_{3,2}(t) = a_{3,2}\sin(2\pi t/T_{3,2})$  при  $y_m = 0$ , где  $a_{2,3}$ ,  $a_{3,2}$  — амплитуды и периоды циклов. Тогда изменения удельных энергий деформаций

[с учетом формулы (4)] за цикл изменения напряжений находим по формулам:

$$S_{3,2} = (3/2) a_{2,3}^2 T_{2,3} = 2\mu_2 a_{2,3}^2 T_{2,3} = \mu_1 S_\Delta; \quad (6)$$

$$S_{3,2} = (1/2) a_{3,2}^2 T_{3,2} = \mu_3 a_{3,2}^2 T_{3,2}, \quad (7)$$

где  $\mu_2 = 3/4$ ,  $\mu_3 = 1/2$  — коэффициенты формы гармонических циклов соответственно для схем 2,3 и 3,2.

Учитывая фазовый сдвиг циклов 2,3 и 3,1, можем записать:

$$S_{3,2i} = \beta_1 S_{2,3i} + \beta_2 S_{2,3i+1}, \quad (8)$$

где  $S_{2,3i}$ ,  $S_{2,3i+1}$  — изменения удельных энергий деформаций детали для смежных циклов напряжений схемы 2,3;  $\beta_1 = 3/12$ ;  $\beta_2 = 1/12$  — коэффициенты, определяемые отношением изменений удельных энергий деформаций детали гармонических циклов с одинаковой амплитудой напряжений по схемам 3,2 и 2,3 при сдвиге фаз циклов, соответствующем четверти периода.

Подставляя первое выражение для  $S_{2,3}$  из формулы (6) в формулу (8) с учетом выражения (5), получим выражение для определения амплитуды эквивалентного гармонического цикла схемы 3,2:

$$a_{3,2i} = \left( \frac{3a_{2,3i}^2 T_{2,3i} + a_{2,3i+1}^2 T_{2,3i+1}}{3T_{2,3i} + T_{2,3i+1}} \right)^{0,5}. \quad (9)$$

Амплитуда эквивалентного произвольного цикла схемы 3,2 [формула (7) с учетом формул (5), (6), (8)] определяется выражением

$$a_{3,2i} = \left[ \left( \frac{\beta_1 S_{\Delta i} + \beta_2 S_{\Delta i+1}}{\gamma_1 T_{2,3i} + \gamma_2 T_{2,3i+1}} \right) \left( \frac{\mu_1}{\mu_3} \right) \right]^{0,5} = \\ = \left[ \left( \frac{\beta_1 a_{2,3i}^2 T_{2,3i} + \beta_2 a_{2,3i+1}^2 T_{2,3i+1}}{\gamma_1 T_{2,3i} + \gamma_2 T_{2,3i+1}} \right) \left( \frac{2\mu_2}{\mu_3} \right) \right]^{0,5}. \quad (10)$$

Здесь  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ ,  $\mu_1$ ,  $\mu_2$ ,  $\mu_3$  подлежат определению для каждой конкретной формы исходного и эквивалентного циклов. Причем должны выполняться следующие ограничения:  $\gamma_1 + \gamma_2 = 1$ ;  $0,5 \leq \gamma_1 < 1$ ;  $0 < \gamma_2 \leq 0,5$ ;  $\beta_1$  и  $\beta_2$  являются соответственно функциями  $\gamma_1$  и  $\gamma_2$ . Из формулы (9) следует, что при равных смежных эквивалентных циклах схемы 2,3 процесса амплитуда  $a_{3,2i}$  равна  $a_{2,3i}$ , но число циклов схемы 3,2 на единицу меньше числа циклов схемы 2,3. Из чего следует, что процесс, схематизированный циклами схемы 3,2, при прочих равных условиях будет менее повреждающим, чем процесс, схематизированный циклами схемы 2,3.

Формула (9) справедлива для основных эквивалентных гармонических (идеальных) циклов, она также будет справедлива для эквивалентных идеальных циклов кусочно-линейного регулярного процесса, в котором изменение процесса между со-



Рис. 4. Одномерные распределения амплитуд эквивалентных циклов случайного процесса:  
1 и 2 — схематизации по схемам соответственно 2,3 и 3,2

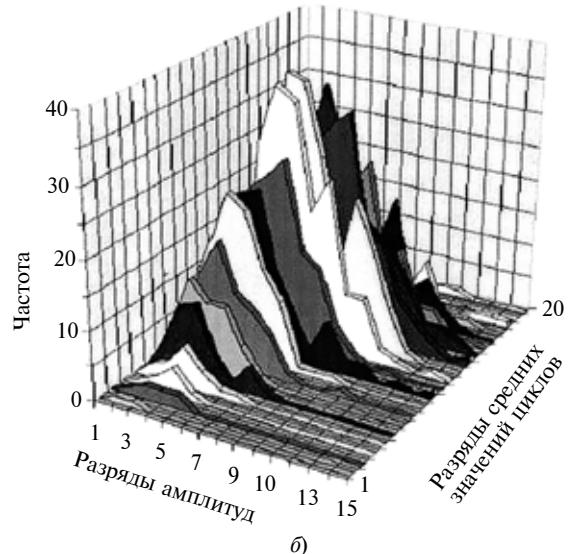
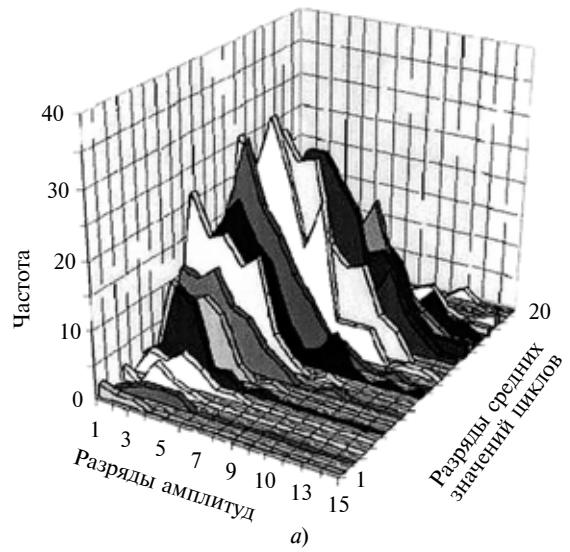


Рис. 5. Двумерные распределения амплитуд эквивалентных циклов случайного процесса:  
а и б — схематизации по схеме соответственно 2,3 и 3,2

седними экстремумами описывается линейной функцией. При этом в формуле (10) имеем:  $\beta_1 = 3/16$ ;  $\beta_2 = 1/16$ ;  $\mu_1 = 2/3$ ;  $\mu_3 = 1/3$ ;  $\gamma_1 = 0,75$ ;  $\gamma_2 = 0,25$ .

Реализация формул (4) и (10) выполнена применительно к схематизации субрегулярных кусочно-

линейных процессов с заранее известным амплитудно-частотным составом. Определялись амплитуды эквивалентных идеальных циклов исходной формы, т. е. в формуле (4) принимаем, что  $\mu_1 = \mu_2$ . Кроме того, для таких процессов предлагаемый метод дает точный результат, поскольку ноль наложенного цикла описывается линейной функцией. Шаг квантования процессов принимался с учетом его максимальной частоты по формуле В. А. Котельникова [1] таким образом, чтобы моменты времени появления экстремумов соответствовали шагу. Определяли также значения коэффициентов нерегулярности  $(0,124 \div 0,697)$  исследуемых процессов, которые рассчитывали как отношения средних чисел нулевых значений и экстремумов в единицу времени [1].

Анализ расчетов показал, что результаты схематизации процессов полностью совпадают с заданным их амплитудно-частотным составом, поэтому разработанный метод эквивалентных циклов можно рекомендовать для схематизации случайных процессов нагружения деталей машин любой структуры.

Рассмотрим случайный процесс напряжений (блок нагрузки), значения которого в каждый момент времени получены посредством генератора случайных чисел с нормальным законом распределения. Полагаем, что изменение процесса между экстремумами описывается линейной функцией. В результате схематизации процесса получены массивы амплитуд эквивалентных идеальных циклов исходной формы по схемам 2,3 и 3,2, одномерные (рис. 4) и двумерные (рис. 5) распределения частот амплитуд напряжений  $a_{2,3} = \sigma_{v2,3}$  и  $a_{3,2} = \sigma_{v3,2}$  в виде огибающих гистограмм.

Аналогичные распределения можно получить схематизацией экспериментальных записей слу-

чайных процессов, которые можно использовать для разработки режимов ускоренных ресурсных испытаний деталей машин по сопротивлению усталости, в том числе с учетом истории нагружения.

При расчете ресурса деталей машин при переменных режимах нагружения будем основываться на феноменологической модели накопления усталостных повреждений и методических подходах Решетова—Майнера. Для этого используем линейную корректированную гипотезу накопления усталостных повреждений, согласно которой средний ресурс в блоках нагружения (без учета средних напряжений циклов) определяется по формуле [2, 6]

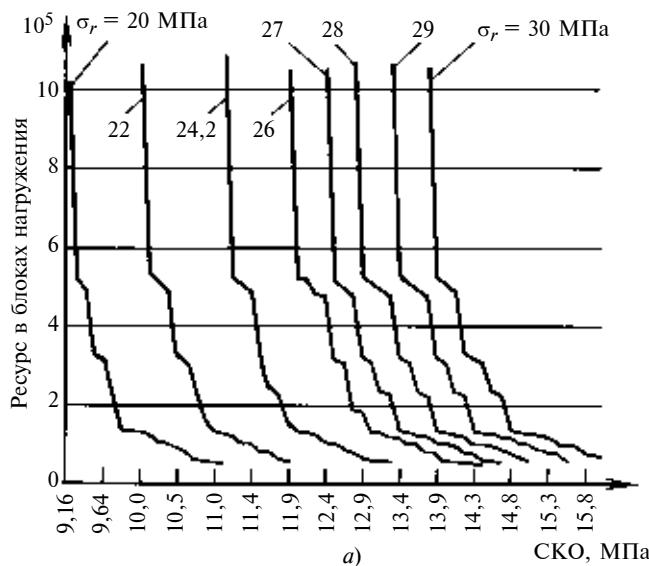
$$\lambda = \frac{a_p \sigma_r^m N_G}{\int_v \sigma_v^m f(\sigma_v) d\sigma_v}, \quad (11)$$

$$\sigma_r$$

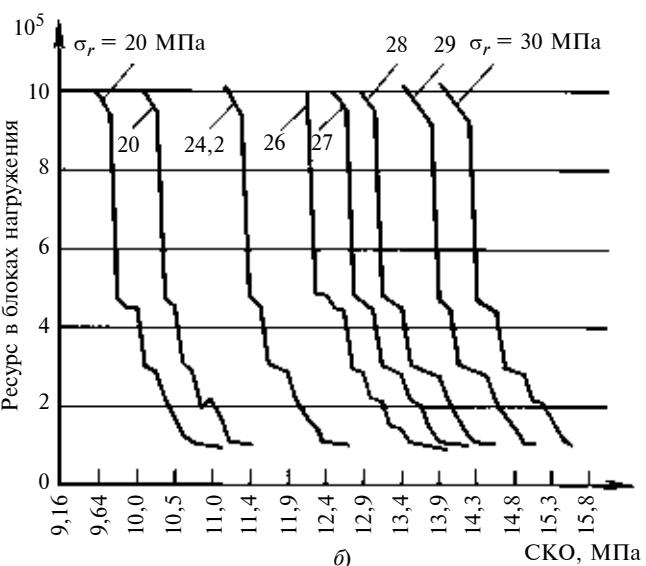
где  $\sigma_r$  — предел усталости детали;  $N_G$  — базовое число циклов;  $\sigma_v$  — амплитуды циклов напряжений;  $f(\sigma_v)$  — плотность вероятности распределения амплитуд;  $v$  — общее число амплитуд циклов напряжений в блоке нагружения;  $m$  — показатель степени уравнения кривой усталости;  $a_p = 1,45\xi - 0,45$  — коррекция усталостного повреждения;  $\xi = \frac{1}{\sigma_{vmax}}$

$$\times \frac{\int_v \sigma_v^m f(\sigma_v) d\sigma_v}{\frac{K\sigma_\tau}{\sigma_{vmax}}} \quad \text{коэффициент формы блока}$$

$$\frac{\int_v f(\sigma_v) d\sigma_v}{K\sigma_\tau}$$



**Рис. 6. Функции ресурса детали при случайном нагружении ( $m = 3,89$ ;  $N_G = 4,3 \cdot 10^6$ ):**  
а и б — схематизации случайных процессов по схемам соответственно 2,3 и 3,2



нагружения;  $K = 0,31\sigma_{v\max}/\sigma_r$  — коэффициент минимальной амплитуды ( $a_p = 0,1 \div 1,0$ ).

Для расчета по формуле (11) использовались массивы эквивалентных амплитуд циклов напряжений  $\sigma_{v23}$ ,  $\sigma_{v32}$ , полученных в результате схематизации генерированных ординат случайных нормальных процессов с различными дисперсиями блока нагружения. В этом случае интеграл в формуле (11) заменяется соответствующей суммой. Выполнены расчеты ресурса для различных значений предела усталости и среднеквадратических отклонений (СКО) случайных процессов. При этом получены функции ресурса — зависимости ресурса от СКО случайного процесса при его схематизации эквивалентными циклами по схемам 2,3 и 3,2 (рис. 6).

Анализ результатов (см. рис. 6) показал, что значения ресурса, рассчитанные при схематизации случайного процесса по схеме 2,3 эквивалентных циклов, в 1,4÷4,2 раза меньше значений, рассчитанных при схематизации по схеме эквивалентных циклов 3,2. Это объясняется тем, что число амплитуд  $\sigma_{v2,3}$  на каждом этапе схематизации на единицу больше числа амплитуд  $\sigma_{v3,2}$ , т. е. для одной и той же реализации процесса могут быть получены две оценки ресурса — нижняя и верхняя, что позволяет с большей уверенностью судить о прочностной надежности детали по сопротивлению усталости.

Функции ресурса (см. рис. 6) позволяют по значению СКО процесса напряжений (блок нагружения) и параметрам сопротивления усталости детали приближенно определить нижнюю и верхнюю оценки среднего ресурса, что в свою очередь дает возможность более эффективно применять методы стати-

стической динамики [6, 7] в задаче расчета деталей машин, испытывающих случайное нагружение.

Разработанный метод расчета ресурса на основе линейной корректированной гипотезы накопления усталостных повреждений и метода эквивалентных циклов можно применять для расчета деталей машин, находящихся в условиях случайного нагружения, по сопротивлению усталости.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. ГОСТ 25.101—83. Расчеты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машины и конструкции и статистического представления результатов. М.: Изд-во стандартов, 1983. 29 с.
2. Когаев В. П., Дроздов Ю. Н. Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высшая школа, 1991. 319 с.
3. ГОСТ 23207—78. Сопротивление усталости. Основные термины, определения. М.: Изд-во стандартов, 1981. 48 с.
4. Пат. № 2066049 Рос. Федерации: МКИ Ж 01 N 3/32. Способ схематизации нерегулярных процессов нагружения деталей машин и элементов конструкций методом эквивалентных циклов.
5. Колокольцев В. А., Лавров В. П. Метод схематизации случайных процессов нагружения деталей машин // Проблемы прочности материалов и конструкций, взаимодействующих с агрессивными средами. Межвуз. сб. Саратов: СГТУ, 1995. С. 98—109.
6. Гусев А. С., Светлицкий В. А. Расчет конструкций при случайных воздействиях. М.: Машиностроение, 1984. 240 с.
7. Болотин В. В. Применение методов теории вероятности и теории надежности в расчетах сооружений. М.: Стройиздат, 1971. 255 с.

УДК 621.665.4

В. М. РЯЗАНЦЕВ, канд. техн. наук, В. В. ПЛЯСОВ (ОАО "ЛИВГИДРОМАШ", г. Ливны),  
e-mail: ryazancev@livgidromash.ru, plyasov@livgidromash.ru

## Определение сил, действующих на винты в двух- и трехпорных двухвинтовых насосах

Исследованы различные методы определения сил, действующих на винты с различным числом заходов. Получены формулы для двух- и трехпорных винтовых насосов.

**Ключевые слова:** насос, винт, гидравлическая радиальная сила, реакция опоры, нагружение, прогибы.

Different definition methods of forces, acting on the screws with different intertwining number, have been investigated. The formulae for the double-seat and triple-seat screw pumps have been obtained.

**Keywords:** pump, screw, hydraulic radial force, reaction of the support, loading, flexing.

При создании высоконапорных двухвинтовых насосов необходимо знать: 1) гидравлические ра-

диальные силы, действующие на винты и их направление; 2) схему опор роторов (винтов) насоса (двухпорная или трехпорная); 3) реакции опор и их направление, эпюру прогибов или максимальные прогибы в опасных точках.

При расчете многовинтовых насосов необходимо знать действующие на винты радиальные и осевые силы, возникающие вследствие перекачивания жидкости.

Двухвинтовые насосы, как правило, выполняют двухпоточными, так как в этом случае осевые силы взаимно уравновешиваются. Поэтому при расчете двухпоточных двухвинтовых насосов осевые силы не имеют значения в отличие от радиальных сил. Поскольку в двухвинтовых насосах имеет место

интенсивный односторонний износ обоймы ввиду малой жесткости относительно длинных винтов и действия значительно больших радиальных сил.

В работах [1–7] изложены различные методики определения радиальных сил, действующих на винты многовинтовых насосов. И. И. Куклевский и О. В. Байбаков вывели наиболее общие формулы для определения радиальных сил  $P_{r1}$  в однопоточных многозаходных насосах:

$$P_{r1} = \left( zpr_e a + 2pr_e \sin^2 \xi \right) + zpr_i b + \frac{z}{2} p(r_i + r_e \cos \xi) \left( \frac{t}{z} - a - b \right), \quad (1)$$

где  $z$  — число заходов винта;  $p$  — давление в насосе;  $r_e, r_i$  — наружный и внутренний радиусы винта;  $a, b$  — ширины соответственно выступа и впадины винта в осевом сечении;  $\xi$  — угол между линией центров и радиусом точки пересечения наружных окружностей;  $t$  — ход винта [1].

Направления действия радиальных сил показаны на рис. 1. Если смотреть с напорной стороны насоса, то направление радиальной силы определим, повернув отрезок  $O_1 O_2$  линии центров на угол  $90^\circ$  в направлении вращения винта.

В работе [2] для определения радиальных сил, действующих на винты разных видов, с некоторыми упрощениями использована методика, изложенная в работе [1]. Наиболее подробная методика определения радиальных и осевых сил изложена в работе [4], которая и была использована при выводе формул для двухвинтовых насосов. Рекомендуемые ГОСТ 20572–88 значения отношения наружного диаметра винта к его внутреннему диаметру, т. е. так называемая относительная глубина нарезки,  $D_e/D_i = 1,36; 1,4; 5/3; 2$ . Расчетные радиальные силы  $P_{r1}$  для винтов с такими значениями  $D_e/D_i$ , действующие на одну половину двухпоточного винта, и радиальные силы  $P_{r2} = 2P_{r1}$ , действующие на весь двухпоточный винт, приведены в табл. 1.

Сравним радиальные силы по методикам, приведенным в работах [1, 4].

Для  $D_e/D_i = 1,36$  по формуле (1) получим:

$$P_{r1} = 0,226213pt(D_e + D_i) + 0,0475574pt(0,5D_i + 0,4338235D_e) = 0,5Atp.$$

Таким образом,  $P_{r2} = 2P_{r1} = Atp$ .

Радиальная сила по методике, изложенной в работе [4], имеет вид:

$$P_{r2} = 1,113664Atp. \quad (2)$$

Расхождение величин радиальных сил по методикам, изложенным в работах [1, 4], составляет менее 10 %. В двухвинтовых насосах кроме однозаходных винтов (рис. 2) применяют винты с циклоидальными зацеплениями 1-2 (однозаходный

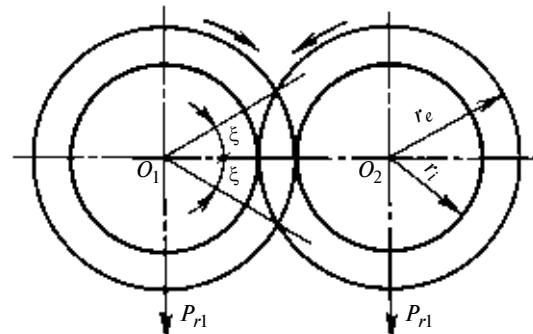


Рис. 1. Направление радиальных сил в торцевом сечении винтов

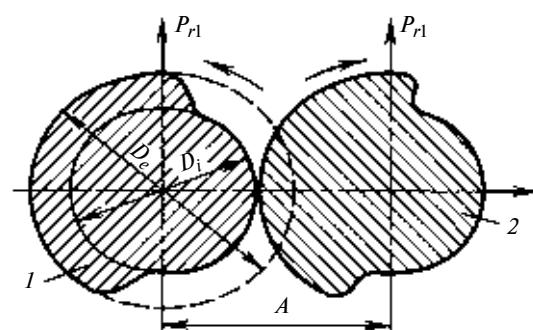


Рис. 2. Торцевое сечение однозаходного винта с несимметричным профилем:  
1 и 2 — ведомый и ведущий винты

Таблица 1

$D_e/D_i$	$P_{r1}/(Atp)$	$P_{r2}/(Atp)$
1,36	0,556832	1,113664
1,4	0,560124	1,120248
5/3	0,576326	1,152658
2	0,583535	1,167069

Таблица 2

Винт	Радиальные силы, действующие на двухпоточные винты		
	Однозаходные, профиль $a-b$	Циклоидальное зацепление 1-2	Циклоидальное зацепление 2-3
Ведущий	$1,120248Atp$	$1,034703Atp$	$1,039586Atp$
Ведомый	$1,120248Atp$	$2,079171Atp$	$0,964920Atp$

ведущий винт и двухзаходный ведомый винт с циклоидальным профилем зуба) и 2-3 (двухзаходный ведущий винт и трехзаходный ведомый винт с циклоидальным профилем зуба). Радиальные силы для выяснения влияния на них числа заходов винта рассчитывали по методике, предложенной в работе [4], при  $D_e/D_i = 1,4$  (табл. 2).

Все винты, за исключением ведомого при циклоидальном зацеплении 1-2, испытывают примерно одинаковую нагрузку. При циклоидальном зацеплении 1-2 нагрузка на ведомый винт примерно в 2 раза больше. Расчет осевых сил не вызывает затруднений [1–4]. Для проверки полученных фор-

мул проводили экспериментальные исследования. Определяли зависимости прогиба винтов от нагрузки  $G$ , а также при прокачке жидкости через насос с застопоренными винтами от перепада давления  $p$  на входе в насос и выходе из него. Сделано допущение: давление по длине винтов распределяется так же, как в реально работающем насосе, следовательно, усилия, действующие на винты насоса, идентичны. Из зависимостей  $y = f(G)$  и  $y = f(p)$  получим эмпирическую зависимость  $G = f(p)$ . Сравнивая ее с теоретической зависимостью  $P_{r2} = f(p)$  (см. табл. 1), уточним постоянный коэффициент в теоретической формуле и таким образом выведем расчетную эмпирическую формулу.

Для эксперимента был выбран серийный насос 2ВВ 6,3/16. Исследовали наиболее часто применяемые в серийных насосах однозаходные винты с параметрами:  $D_e = 60$  мм,  $D_i = 44$  мм и  $t = 14; 18$  и  $26$  мм. Схема нагружения однозаходных винтов, в соответствии с которой определяли зависимость  $y = f(G)$ , приведена на рис. 3. Винт 2 насоса посадочными местами под подшипники устанавливали на опорные призмы 3. На расстоянии, равном половине хода винта ( $t/2$ ) от концов нарезок, размещали подвески 4 с грузами 5. Прогиб вала измеряли индикатором 1.

На рис. 4 приведена схема определения прогиба  $y$  винтов в зависимости от давления  $p$  в насосе. В корпусе насоса 2 просверлено отверстие, в которое ввернут штуцер с иглой 3. Отверстие просверлено так, чтобы игла находилась в плоскости, проходящей через ось винта, и была перпендикулярна плоскости, проходящей через оси ведущего и ведомого винтов, а точка касания иглы и вала 1 делила расстояние между нарезками винта пополам. Перемещение иглы измеряли индикатором 4. Винты насоса стопорили и в напорной патрубок 7 подавали масло от другого насоса. Через всасывающий патрубок 5 масло сливалось в мертвый бак. Перепады давлений контролировали манометрами 6 и 8.

На рис. 5 показаны эмпирические зависимости  $G = (p)$  и теоретическая зависимость  $P_{r2} = f(p)$  [формула (2)] для ведомого 1 и ведущего 2 винтов с  $t = 18$  мм. Подобные зависимости были построены и для других исследованных винтов. Наименьшая разница между теоретической и эмпирической зависимостями у ведущего винта. Для вывода эмпирической формулы используем зависимость  $G = f(p)$  для ведомого винта, на который действует большая радиальная сила, чем на ведущий винт. Для трех винтов ( $t = 14; 18$  и  $26$  мм) среднее значение коэффициента  $C = P_{r2}/(Atp) = 1,4$ . Таким образом, рекомендуемая формула для однозаходных винтов с  $D_e/D_i = 1,36$  имеет вид:

$$P_{r2} = 1,4Atp. \quad (3)$$

Анализ формул (2) и (3) показал, что коэффициент  $C$ , рассчитанный по экспериментальным данным, больше теоретического на 25 %, поэтому и для

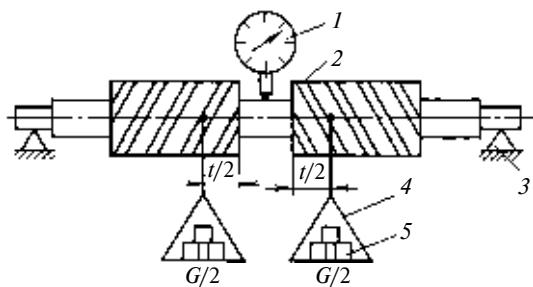


Рис. 3. Схема нагружения винта

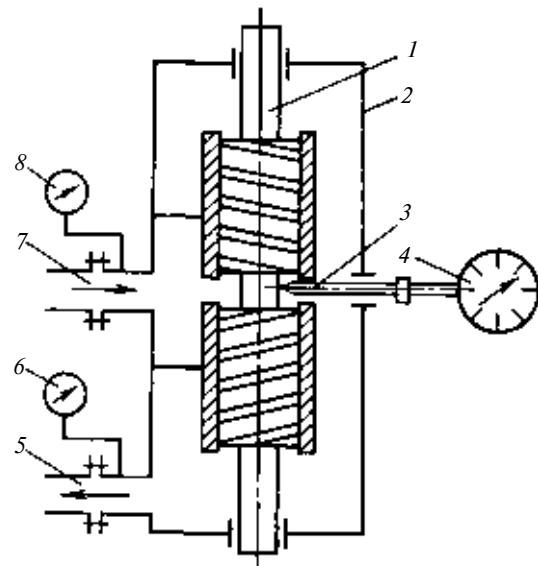


Рис. 4. Схема определения прогиба винта

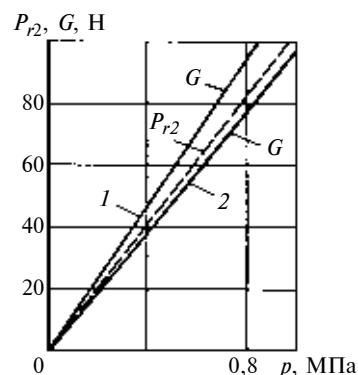


Рис. 5. Зависимости изменения нагрузок  $G$  и радиальной силы  $P_{r2}$  от давления  $p$  для однозаходных винтов:  
1 и 2 — ведомый и ведущий винты

остальных случаев за экспериментальную нагрузку принимаем теоретическую, увеличенную на 25 %.

На рис. 6 эмпирическая зависимость 1 (штриховая линия) имеет вид:  $P_{r2}/(Atp) = f(D_e/D_i)$ . Она проходит через точку с координатами  $D_e/D_i = 1,36$  и  $P_{r2}/(Atp) = 1,4$  параллельно теоретической зависимости 2 (см. табл. 1), которая описывается формулой

$$P_{r2} = \left( 1,01 + 0,08 \frac{D_e}{D_i} \right) Atp, \quad (4)$$

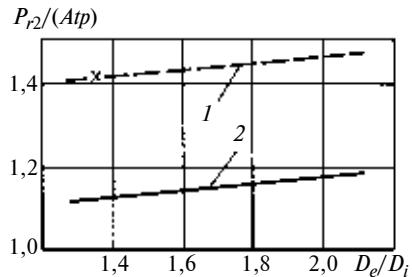


Рис. 6. Зависимости изменения силы  $P_{r2}$  от отношения  $D_e/D_i$

Таблица 3

Работа <sup>1</sup> , формула	ЦЗ 1-1		ЦЗ 2-2	
	$P_{r1}/(Atp)$	$L_1/t$	$P_{r1}/(Atp)$	$L_1/t$
[1], (профиль <i>a</i> ) [5] <sup>2</sup> (профиль <i>a</i> )	0,538 0,550/0,4 75	1,480	0,516 0,538/0,4 94	1,230
Формула (6) Формула (7)	0,561 0,701		Н/д <sup>3</sup> Н/д	Н/д Н/д
[5] <sup>2</sup> , (профили <i>a-d</i> )	0,540/0,5 04	2	Н/д	Н/д

<sup>1</sup> См. библиографические ссылки. <sup>2</sup> В числителе максимальная величина радиальной силы, действующей на винт, в знаменателе — ее эффективное (среднее) значение. <sup>3</sup> Н/д — нет данных.

Таблица 4

Работа <sup>1</sup> , формула	ЦЗ 1-1		ЦЗ 2-2	
	$P_{r1}/(Atp)$	$L_1/t$	$P_{r1}/(Atp)$	$L_1/t$
[5] <sup>2</sup> , (профиль <i>a</i> )	0,566/0,488	1,445	0,537/0,52	1,195
Формула (6)	0,585		Н/д	Н/д
Формула (7)	0,725		Н/д	Н/д
[5] <sup>2</sup> , (профили <i>a-d</i> )	0,572/0,513	2	Н/д	Н/д

Сноски <sup>1</sup> и <sup>2</sup> см. табл. 3.

а эмпирическая имеет вид:

$$P_{r2} = \left( 1,29 + 0,08 \frac{D_e}{D_i} \right) Atp. \quad (5)$$

В работе [5] используется обратная величина  $v = D_i/D_e$ , так называемая относительная величина ступицы. Показано, что направление и величина радиальной силы меняется в различных положениях винта при вращении. Приведена также формула осредненной радиальной силы. В табл. 3 и 4 приведены эти параметры при относительной глубине нарезки  $D_e/D_i = 1,4$  и 2.

Сила  $P_{r1} = P_{r2}/2$ , действующая на один барабан винта, расположена от концов барабанов на расстоянии, равном половине хода винта  $t/2$  (см. рис. 3).

Из формулы (4) следует, что теоретическая сила имеет вид:

$$P_{r1} = P_{r2}/2 = (0,505 + 0,04 D_e/D_i) Atp. \quad (6)$$

Из формулы (5) получим эмпирическую силу:

$$P_{r1} = (0,645 + 0,04 D_e/D_i) Atp. \quad (7)$$

Для двухвинтовых насосов в основном применяют однозаходные ведущий и ведомый винты с циклоидальным зацеплением (ЦЗ) 1-1 и двухзаходные винты с ЦЗ 2-2. Радиальная сила зависит от длины замкнутой камеры, которая в свою очередь зависит от вида применяемого профиля [5, 11]. В России для двухвинтовых насосов применяют ЦЗ 1-1 и ЦЗ 2-2 со следующими профилями (расшифровка обозначений указана в работе [11]): 1) *d* (УЭ); 2) *a* (УЭ + ОЭ); 3) *v* (ОГ + ОЭ); 4) *b1* (УЭ + ОГ + ОЭ); 5) УЭ + ЭВ + УКЭ; 6) ОГ + ЭВ + ОЭ; 7) УЭ + ОГ + ЭВ + ОЭ; 8) УЭ + ОГ + ЭВ + УКЭ + ОЭ; 9) герметичные зацепления ЦЗ 1-1 с профилем ОЭ + УЭ и УЭ (*a-d*) и с профилем УЭ + ЭВ + УКЭ и УЭ. В работе [11] определены длины замкнутых камер для разного вида профилей.

В табл. 3 приведено значение относительной радиальной силы  $P_{r1}(Atp)$ , действующей на однопоточный винт (на один барабан двухпоточного винта), при  $D_e/D_i = 1,4$  для ЦЗ 1-1 и ЦЗ 2-2 с профилем *a* и с профилями *a-d*, а в табл. 4 — для  $D_e/D_i = 2$ . Также указаны минимальные относительные длины винтов, равные относительным длинам замкнутых камер  $L_1/t$ . Расчет сделан по разным методикам [1, 5].

Анализ табл. 3 и 4 показал, что радиальные силы, найденные по теоретической формуле (6), практически совпадают с максимальными радиальными силами, найденными по методике работы [5]. Практически совпадают и радиальные силы для однозаходных и двухзаходных винтов, эффективное (среднее) значение радиальной силы для двухзаходного винта больше однозаходного на 4÷6,6 %. Однако максимальная радиальная сила на однозаходном винте больше, чем на двухзаходном на 2,2÷5,4 % (см. табл. 3, 4). Радиальные силы, рассчитанные по формуле (7), которая получена экспериментальным путем, значительно больше сил, полученных теоретически. Эта разница, возможно, объясняется тем, что действительное значение крутящего момента больше теоретического момента из-за трения между рабочими органами (РО) и перекачиваемой жидкостью, соответственно, и действительные силы больше теоретических. Площадь трения у двухзаходных винтов больше, поэтому при перекачивании высоковязких жидкостей действительная сила на двухзаходных винтах будет больше, чем на однозаходных, и эта разница будет больше, чем по данным табл. 3 и 4.

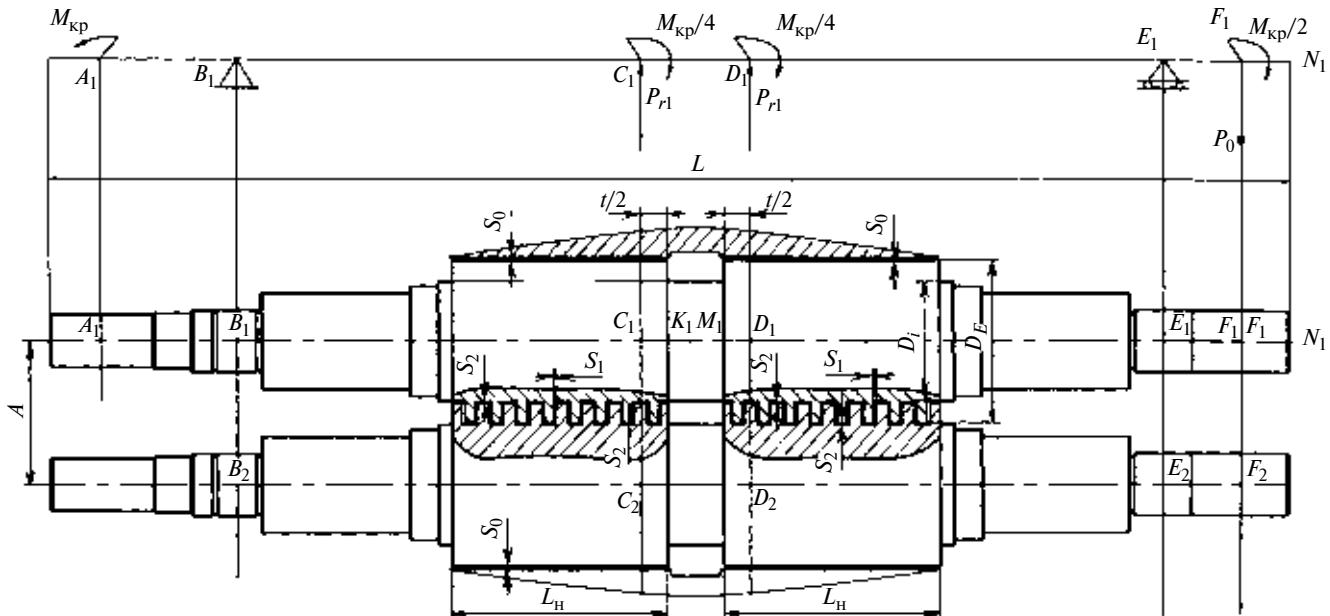


Рис. 7. Расчетная схема для двухвинтового насоса с двусторонним входом

Поскольку разница радиальных сил на однозаходных и двухзаходных винтах значительно меньше, чем разница между экспериментальной и теоретической радиальными силами на однозаходном винте, то для зацеплений ЦЗ 1-1 и ЦЗ 2-2 будем использовать одну и ту же формулу (7), полученную экспериментально для ЦЗ 1-1.

Анализ табл. 3 и 4 показал, что радиальные силы на винтах с герметичным ЦЗ 1-1 с профилем  $a-d$  незначительно больше радиальных сил на винтах с профилем  $a$ , поэтому при совершенствовании технологии нарезки винтов с закрытыми профилями для мультифазных насосов следует использовать профиль  $a-d$ , так как присутствие газа в смеси требует высокой герметичности РО.

На рис. 7 показана расчетная схема двухвинтового насоса с двусторонним входом с зазорами:  $S_1$  — между боковыми профилями винтов, на сторону;  $S_2$  — между вершиной зуба одного винта и дном впадины другого винта;  $S_0$  — между винтами и обоймой, на сторону. В этом случае наиболее нагружен ведущий винт. В точках  $A_1$  и  $F_1$  приложены крутящие моменты соответственно от привода ( $M_{kp}$ ) и от синхронизирующих шестерен ( $M_{kp}/2$ ), а в точках  $C_1$  и  $D_1$  — от перекачиваемой жидкости ( $M_{kp}/4$ ). Направление радиальной силы  $P_{r1}$ , действующей на барабан, получим, повернув отрезок

$C_1 C_2$  на угол  $90^\circ$  в направлении вращения винта, если смотреть со стороны напорной части [1]. Определение потребляемой мощности  $N_p$  насоса при заданных параметрах изложено в работе [11]. Крутящий момент на ведущем винте рассчитывают по формуле  $M_{kp} = N_p/\omega$ , где  $\omega$  — угловая скорость ведущего винта, а окружные силы, действующие на синхронизирующую шестерню, — по формуле  $P_0 = M_{kp}/A$ , где  $A$  — межосевое расстояние роторов. Основные размеры винтов, односторонние зазоры  $S_0$  между винтами и обоймой, относительные зазоры  $S_0/D_e$  и зазоры  $S_1$  и  $S_2$  приведены в табл. 5.

Для расчетов ступенчатых валов на прочность и жесткость использовали компьютер. Алгоритм программы расчета на изгиб многоопорных ступенчатых валов составляли на основе метода начальных параметров. При этом участки нарезки винтов (барабаны) условно заменяли сплошным валом диаметром, равным среднему диаметру нарезки  $D = (D_e + D_i)/2$ . В двухвинтовых насосах германского производства применяются РО с  $S_0/D_e = 0,25 \cdot 10^{-3}$ ;  $0,5 \cdot 10^{-3}$ ;  $1 \cdot 10^{-3}$  и  $2 \cdot 10^{-3}$  [5]. Чаще всего применяют относительный односторонний зазор  $S_0/D_e = 0,5 \cdot 10^{-3}$  [5], приблизительно с таким же зазором ( $S_0/D_e = 0,425 \cdot 10^{-3}$ ) выпускается насос А5 2ВВ 160/25, который отличается наивысшим объемным КПД.

Таблица 5

Насос	Зацепление	Профиль	$D_e$	$D_i$	$t$	$L_h$	$L$	$S_0$	$S_1$	$S_2$	$S_0/D_e, 10^{-3}$
			мм								
А3 2ВВ 63/55	ЦЗ 2-2	УЭ + ЭВ + УКЭ	175	125	56	230	1320	0,17	0,15	0,3	0,971
А5 2ВВ 50/25	ЦЗ 1-1	УЭ + ОГ + ЭВ + УКЭ + ОЭ	175	125	36	185	1016	0,17	0,1	0,1	0,971
А5 2ВВ 63/25	ЦЗ 1-1	УЭ + ЭВ + УКЭ	200	100	30	120	890	0,17	0,1	0,15	0,85
А5 2ВВ 160/25	ЦЗ 2-2	УЭ + ЭВ + УКЭ	200	100	62	210	1080	0,085	0,1	0,1	0,425

Таблица 6

Насос	$p$ , МПа	$S_0$ , мм	$P_{r1}$ , Н	$W_{M1}$ , мм
A5 2BB 160/25	1,7	0,085	11 460	0,0081
A3 2BB 63/25	1,8		10 600	0,129
A5 2BB 63/25	2,5	0,17	8160	0,028
A5 2BB 50/25	2		7570	0,028

Наибольший прогиб ведущего винта наблюдается между двумя барабанами в точке  $K_1$  или на конце винта в точке  $N_1$  (см. рис. 7), а наибольший прогиб на самих барабанах — в точке  $M_1$ . Для нормальной работы насоса прогиб в точке  $M_1$  должен быть меньше одностороннего зазора  $S_0$  между барабаном и обоймой. Зазоры  $S_1$  и  $S_2$  при прогибе винтов не столь важны, как зазор  $S_0$ , но должны исключать взаимное касание винтов. При отсутствии касания РО при перекачке жидкости с любыми смазывающими свойствами между ними имеет место жидкостное трение, которое характеризуется прямой зависимостью потребляемой мощности  $N_p$  от дифференциального давления  $p$ . При подаче несмазывающей жидкости, например воды, при прогибе винтов, равном одностороннему зазору, зависимость  $N_p = f(p)$  отклоняется от прямой, т. е. возникает полужидкостное трение.

В табл. 6 приведены результаты испытаний насосов при подаче воды. При работе насосов A5 2BB 160/25 и A3 2BB 63/25 было зафиксировано отклонение от прямой зависимости  $N_p = f(p)$ , при работе насосов (A5 2BB) 50/25 и A5 2BB 63/25 — отклонений не наблюдалось вследствие малого прогиба винтов при名义альных давлениях, выше давление не поднимали. Данные табл. 6 показывают совпадение расчетного прогиба с величиной зазора для насоса A5 2BB 160/25, которое соответствует отклонению зависимости  $N_p = f(p)$ . Для насоса A3 2BB 63/25 полужидкостное трение наступило при прогибе  $W_{M1} = 0,129$  мм, что меньше одностороннего зазора  $S_0 = 0,17$  мм. Это можно объяснить погрешностью изготовления РО и плохой сборкой насоса. Для насосов A5 2BB 63/25 и A5 2BB 50/25 расчетный прогиб 0,028 мм значительно меньше зазора  $S_0 = 0,17$  мм, поэтому между РО имеет место жидкостное трение. Эти подтверждают правильность формул радиальных сил, действующих на винты, и расчетной схемы.

Масло характеризуется высокими смазывающими свойствами, поэтому надежная работа насоса возможна и в случае, если расчетный прогиб превышает односторонний зазор.

В табл. 7 приведены результаты исследований работы насосов при подаче масла вязкостью  $\nu = 0,74 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с при прямой зависимости  $N_p = f(p)$ , т. е. при жидкостном трении между РО.

У насосов A5 2BB 160/25 и A3 2BB 63/25 наблюдается превышение расчетного прогиба  $W_{M1}$  над зазором  $S_0$ , но зависимость  $N_p = f(p)$  — прямая. У насосов A5 2BB 63/25 и A5 2BB 50/25 расчетные прогибы меньше односторонних зазоров.

При создании мультифазных двухвинтовых насосов A8 2BB 50/40-30/40, A8 2BB 80/40-40/40, A8 2BB 125/40-80/40, A8 2BB 8/50-4/30 на  $p = 4$  МПа [7–10] использовали трехпорную схему.

Серийный мультифазный насос A5 2BB 50/25-40/20 (A5 50/25) рассчитан на подачу только воды при  $p = 2$  МПа. Насос A8 2BB 50/40-30/40 (A8 50/40) имеет ту же геометрию РО, что и двухпорный насос A5 50/25, но кроме этого введена дополнительная опора для синхронизирующих шестерен, что уменьшает прогиб валов в местах расположения синхронизирующих шестерен, барабанов и муфты.

На рис. 8 изображена эпюра прогибов ведущего винта в конструкции двухпорного насоса A8 50/40 при  $p = 4$  МПа, а на рис. 9 — для трехпорного. Радиальную гидравлическую силу, действующую на один барабан и приложенную на расстоянии  $t/2$  от нагнетательного края барабана, при  $p = 4$  МПа находим по формуле (7):  $P_{r1} = 15 140$  Н. Поскольку профили ведущего и ведомого винтов идентичны, то равны и гидравлические крутящие моменты на винтах, отсюда радиальная сила, действующая на синхронизирующую шестерню,  $P_3 = M/A = 6270$  Н, где  $M = N/\omega = 941$  Н·м — крутящий момент на валу насоса;  $N$  — 140 кВт — потребляемая мощность насоса при  $\nu = 10^{-3}$  м<sup>2</sup>/с;  $\omega = 151,84$  рад/с — угловая скорость привода;  $A = 0,15$  м.

В трехпорной конструкции прогибы винтов меньше, чем в двухпорной (см. рис. 8, 9):

максимальные прогибы в местах расположения шестерен:

$$y_{N_2}/y_{E_3} = -0,085/(-0,0075) = 11,3;$$

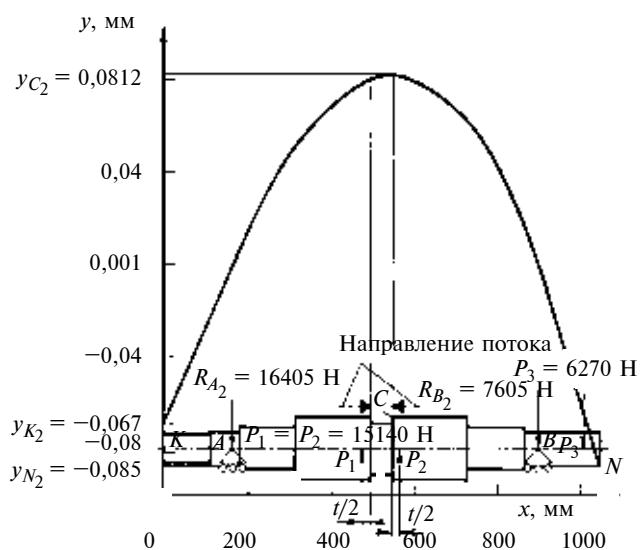


Рис. 8. Эпюра прогибов ведущего винта двухпорного насоса A8 2BB 50/40-30/40 при  $p = 4$  МПа

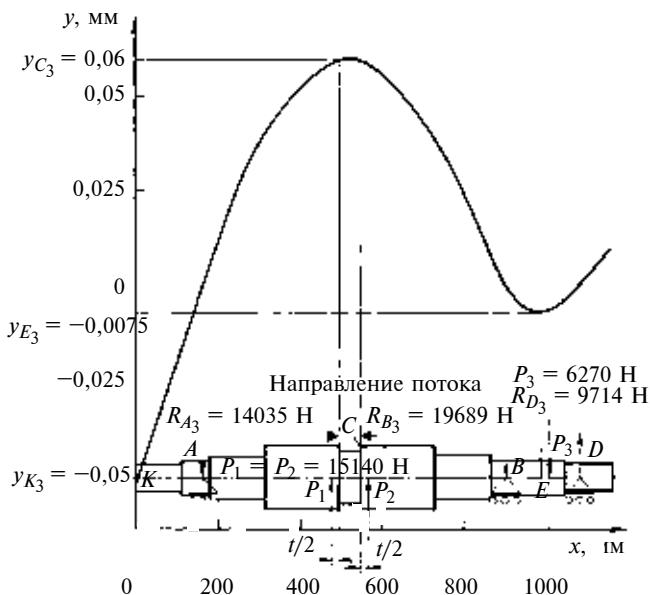


Рис. 9. Эпюра прогибов ведущего винта трехопорного насоса А8 2ВВ 50/40-30/40 при  $p = 4$  МПа

около обоймы барабана (прогиб в точке  $C$ ):

$$y_{C_2}/y_{C_3} = 0,0812/0,06 = 1,35;$$

максимальный прогиб в месте расположения муфты:

$$y_{K_2}/y_{K_3} = -0,067/(-0,05) = 1,34.$$

Недостаток трехпорной конструкции — увеличенная радиальная сила, действующая на подшипник  $B$ :  $R_{B_3}/R_{B_2} = 19\,689/7605 = 2,59$ .

Сила, действующая на подшипник  $A$ , напротив, несколько уменьшилась:  $R_{A_3}/R_{A_2} = 14\,035/16\,405 = 0,855$ .

Преимущество трехпорной конструкции — улучшенные условия работы синхронизирующих шестерен.

Для того чтобы исключить касание винтов с обоймой при сохранении приемлемого объемного КПД были назначены следующие размеры РО и допуски:  $D_e = 175_{-0,35}^{+0,35}$  H7;  $D_i = 125_{-0,07}^{+0,08}$ ; диаметр отверстия в обойме  $175_{-0,02}^{+0,05}$ ;  $A = 150_{-0,02}^{+0,02}$ ; ход (шаг) однозаходного винта  $t = S = 36$ , длина барабана  $L = 180$ ;  $S_0 = 0,16 \div 0,175$ ;  $S_1 = 0,1 \div 0,125$ ;  $S_2 = 0,135 \div 0,14$ ;  $S_0/D_e = (0,914 \div 1) \cdot 10^{-3}$ ;  $S_1/D_e = (0,571 \div 0,714) \cdot 10^{-3}$ ;  $S_2/D_e = (0,771 \div 0,8) \cdot 10^{-3}$ .

Трехпорная конструкция позволила увеличить давление в 2 раза! Профиль винтов УЭ + ОГ + ЭВ + УКЭ + ЭВ [11] способствует надежной работе насоса и увеличению стойкости режущего инструмента при нарезке винтов.

Заметим, что за счет малого хода винта ( $t = 36$ ,  $t/D_e \approx 0,206$ ) уменьшилась радиальная сила на винт, которая прямо пропорциональна ходу [см. формулы (2) и (3)] и увеличилось число замкнутых камер по длине барабана  $N_k = L/S - 0,5 = 4,5$ . Кроме того, чем меньше ход однозаходного винта, тем легче его динамически балансировать.

Насос А8 2ВВ 125/40-80/40 (2ВВ 125/40) отличается от насоса А8 2ВВ 80/40-40/40 (2ВВ 80/40) [8] только ходом однозаходного винта ( $t = 46$  мм вместо  $t = 30$  мм). Кроме того, применен более плавный боковой профиль: УЭ + ОГ + ЭВ + УКЭ + ОЭ вместо УЭ + ЭВ + УКЭ [11], что уменьшило изнашивание при наличии в перекачиваемой жидкости абразива и обеспечило большую стойкость инструмента при нарезке винтов [11].

Трехпорный насос 2ВВ 125/40 изготовлен в двух вариантах: с задним редуктором (рис. 10) в корпусе насоса 2ВВ 80/40 [8] и с передним редуктором (рис. 11) с улучшенным охлаждением синхронизирующих шестерен потоком воздуха от электродвигателя. Дополнительная опора практически исключает прогиб вала в районе шестерен, что уменьшает механические потери в редукторе и снижает уровень шума. Кроме того, уменьшается прогиб винтов, что важно для двухвинтовых насосов, так как контакт винтов с обоймой недопустим.

На рис. 10 приведены схемы для расчета прогиба ведущего и ведомого винтов в вертикальной плоскости и опорных реакций для насосов

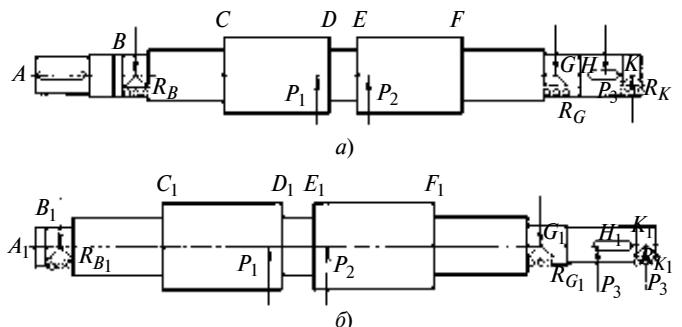


Рис. 10. Расчетные схемы прогиба и реакций опор ведущего (а) и ведомого (б) винтов насоса 2ВВ 125/40 с задним редуктором

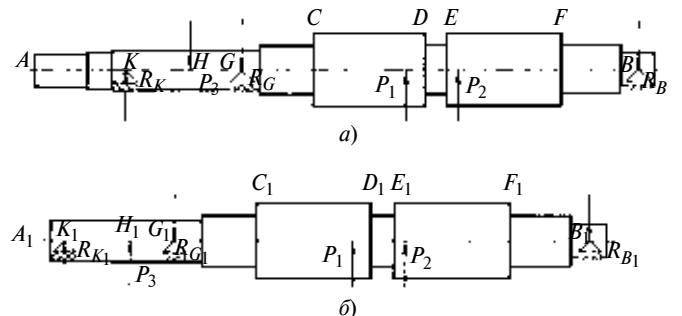


Рис. 11. Расчетные схемы прогиба и реакций опор ведущего (а) и ведомого (б) винтов насоса 2ВВ 125/40 с передним редуктором

2ВВ 125/40 с задним редуктором, а на рис. 11 — для насоса с передним редуктором.

Для того чтобы исключить касание винтов с обоймой при сохранении высокого объемного КПД были назначены следующие размеры РО и допуски:  $D_e = 200_{-0,40}^{+0,35}$ ;  $D_i = 100_{-0,10}^{+0,15}$ ; отверстие в обойме  $\varnothing 200H7$ ;  $A = 150_{-0,03}^{+0,03}$ ;  $t = S = 46$ ;  $L = 230$ ;  $S_1 = 0,12 \div 0,15$ . Для насосов с передним редуктором:  $S_0 = 0,16 \div 0,18$ ;  $S_1 = 0,18 \div 0,22$ ;  $S_2 = 0,18 \div 0,22$  (по чертежу  $S_2 = 0,1 \div 0,15$ );  $S_0/D_e = (0,8 \div 0,9) \cdot 10^{-3}$ ,  $S_1/D_e = S_2/D_e = (0,9 \div 1,1) \cdot 10^{-3}$ .

Насос рассчитан на подачу воды при  $p = p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}} = 4$  МПа. Испытания при подаче воды и воздушной смеси проводили с применением бустерного центробежного насоса, который обеспечивал на входе в двухвинтовой насос  $p_{\text{вх}} = 0,3 \div 0,4$  МПа. Геометрическая подача насоса при частоте вращения вала  $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$  составила  $167,54 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Трехпорный насос 2ВВ 125/40 обеспечивает работу при  $p = 4$  МПа не только при подаче масла, но и воды, а также при кратковременном перекачивании газовых пробок. Потребляемая мощность насоса

сов с ПН передним и задним редукторами практически одинаковая. Для сравнения конструктивных схем методом начальных параметров определяли прогибы в наиболее важных точках винтов и реакции опор (см. рис. 10 и 11).

Кроме трехпорных конструкций была рассчитана двухпорная конструкция, представляющая собой насос с задним редуктором без дополнительной (конечной) опоры для синхронизирующей шестерни. По испытаниям насоса 2ВВ 125/40 с задним редуктором при  $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$ ,  $p = 4$  МПа и  $v = 70 \text{ мм}^2/\text{с}$  определены крутящие моменты на синхронизирующей шестерне  $M_{\text{kp}} = -1254 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , барабанах  $M = M_2 = 313,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , синхронизирующей шестерне  $M_3 = 627 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , радиальная сила  $P_3$  на шестерне составила  $-8360 \text{ Н}$ , а радиальные силы на барабанах  $P_1 = P_2 = 20\ 010 \text{ Н}$  (см. рис. 10).

В табл. 8 приведены прогибы ведущего винта в наиболее важных местах для трех вышеуказанных насосов. Несмотря на то, что максимальный прогиб винта находится между точками  $D$  и  $E$ , именно прогиб в точках  $D$  и  $E$  определяет минимально допустимый зазор между винтом и обоймой. Максимальный прогиб двухпорной конструкции в точке

Таблица 8

Точка	Расположение редуктора					
	заднее				переднее	
	Три опоры (см. рис. 10, a)		Две опоры		Три опоры (см. рис. 11, a)	
	$y$ , мм	$R$ , Н	$y$ , мм	$R$ , Н	$y$ , мм	$R$ , Н
$A$	-0,0809	—	-0,1022	—	0,0364	—
$B$	0	-17 555	0	-20 660	0	-18 260
$C$	0,0824	—	0,1054	—	0,0636	—
$D$	0,1364	—	0,1807	—	0,1293	—
$E$	0,1347	—	0,1809	—	0,1304	—
$F$	0,0646	—	0,1046	—	0,0723	—
$G$	0	-28 993	0	-11 000	0	-24 679
$H$	-0,0109	—	-0,0809	—	-0,0145	—
$K$	0	14 888	—	—	0	11 279

Таблица 9

Точка	Расположение редуктора					
	заднее				переднее	
	Три опоры (см. рис. 10, б)		Две опоры		Три опоры (см. рис. 11, б)	
	$y$ , мм	$R$ , Н	$y$ , мм	$R$ , Н	$y$ , мм	$R$ , Н
$A_1$	-0,0087	—	-0,0098	—	0,005	—
$B_1$	0	-18 050	0	-19 514	0	-18 024
$C_1$	0,0623	—	0,0708	—	0,0619	—
$D_1$	0,1188	—	0,1374	—	0,1268	—
$E_1$	0,1182	—	0,1378	—	0,1279	—
$F_1$	0,0565	—	0,0741	—	0,0710	—
$G_1$	0	-37 130	0	-28 866	0	-34 703
$H_1$	-0,0067	—	-0,0382	—	-0,0082	—
$K_1$	0	6800	—	—	0	4347

*E* составил 0,1809 мм, что больше максимального прогиба в точке *D* трехпорной конструкции с задним редуктором в 1,326 раза и больше прогиба в точке *E* трехпорной конструкции с передним редуктором в 1,387 раза. Трехпорная конструкция с передним редуктором имеет максимальный прогиб меньше прогиба конструкции с задним редуктором всего на 0,006 мм, но значительно меньше прогиб в месте крепления муфты в токе *A* (0,0445 мм). Прогибы ведомого винта меньше прогибов ведущего, но нагрузка на подшипники больше (см. табл. 9). Наиболее нагружен подшипник трехпорной конструкции с задним редуктором в точке  $G_1$  ( $R_{G_1} = -37\ 130\text{Н}$ ), что в 1,286 раза больше нагрузки в двухпорной конструкции и в 1,07 раза больше, чем в трехпорной конструкции с передним редуктором.

Таким образом, трехпорная конструкция с передним редуктором кроме хорошего охлаждения имеет небольшое преимущество перед конструкцией с задним расположением редуктора по жесткости винта и нагрузкам на опоры, однако двухпорная конструкция отличается меньшими нагрузками на опоры.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Куколевский И. И., Байбаков О. В. Винтовые насосы с винтами специального профиля. М.: Машгиз, 1963. С. 5—27.

2. Пыж О. А., Харитонов Е. С., Егорова П. Б. Судовые винтовые насосы. Л.: Судостроение, 1969. 196 с.
3. Женовак Н. Г. Судовые винтовые негерметичные насосы. Л.: Изд-во "Судостроение", 1972. 144 с.
4. Жмудь А. Е. Винтовые насосы с циклоидальным зацеплением. М.: Машгиз, 1963. 155 с.
5. Von Friedrich W. Hamelberg, Hannover. Untersuchungen an Pumpen. Lauferprofile, Lauferkräfte und Einstellungen von Schaubenpumpen. VDI — Forschungsheft 527. VDI — Verlag, Dusseldorf: 1968. С. 5—28.
6. Рязанцев В. М., Вдовенков В. А., Писарев В. А. Определение сил, действующих на винты двухвинтового насоса // Химическое и нефтяное машиностроение. 1978. № 3. С. 15—17.
7. Рязанцев В. М. Мультифазный двухвинтовой насос А8 2ВВ 50/40-30/40 на дифференциальное давление 40 бар // Вестник машиностроения. 2006. № 2. С. 3—7.
8. Рязанцев В. М. Мультифазный двухвинтовой насос А8 2ВВ 80/40-40/40 // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2005. № 4. С. 26, 27.
9. Рязанцев В. М., Плясов В. В. Мультифазный двухвинтовой насос А8 2ВВ 125/40-80/40 на дифференциальное давление 40 бар // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2006. № 11. С. 26—28.
10. Рязанцев В. М., Плясов В. В. Средненапорный мультифазный двухвинтовой насос на малую подачу // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2008. № 7. С. 26, 27.
11. Рязанцев В. М. Роторно-вращательные насосы с циклоидальными зацеплениями. М.: Машиностроение. 2005. 345 с.

УДК 621.833.001.5

В. А. ПОПОВ, канд. техн. наук (г. Москва), тел.: (495) 316-15-75

## Критерий, определяющий повышенные эксплуатационные свойства передач зацеплением

Представлены результаты исследования устойчивости исходной геометрии активных поверхностей цилиндрической эвольвентной зубчатой передачи внешнего зацепления и передач червячного типа. Указаны причины неустойчивости исходной геометрии основных видов передач зацеплением, устранение которых существенно повышает их эксплуатационные свойства.

**Ключевые слова:** передачи зацеплением, эксплуатационные свойства, критерий, неустойчивость исходной геометрии.

Investigation results of steadiness of initial geometry of active surfaces of cylindrical evolvent external tooting gear and that of worm type are presented. The causes of unsteadiness of initial geometry of basic types gears by cohesion have been specified. It is of opinion that the removal of these causes will result in substantial increase of the gear's operating ability.

**Keywords:** gears by cohesion, operating ability, criterion, unsteadiness of initial geometry.

Эксплуатационные свойства передач зацеплением определяются сочетанием большого числа геометрических параметров: приведенных радиусов кривизны активных поверхностей, размеров поля зацепления, длин и расположения контактных линий, направлений движения контактных линий по активным поверхностям звеньев передачи и т. д. В настоящее время с помощью аналитической геометрии невозможно определить оптимальное сочетание параметров, определяющих повышенные эксплуатационные свойства передач зацеплением, вследствие чего получение таких свойств затруднено.

Например, современные цилиндрические зубчатые передачи внешнего зацепления производятся в основном с эвольвентным зацеплением, предложенным Л. Эйлером в 1767 г. [1], которое с этого времени не претерпело никаких изменений. В свя-

зи с возрастанием частот вращения зубчатых колес, а также необходимостью снижения габаритных размеров и массы передач, эвольвентное зацепление перестает удовлетворять предъявляемые к ней требования из-за недостаточной контактной прочности зубьев. Причины этого недостатка — неравномерное изнашивание эвольвентных профилей зубьев, образование циклической кинематической погрешности зубцовой частоты, возрастающей по мере изнашивания передачи. Из-за этой погрешности эвольвентная передача становится генератором крутильных колебаний [2]. Передачи червячного типа с цилиндрическим и глообоидным червяками приобретают циклические кинематические погрешности вследствие неравномерного изнашивания активных поверхностей и преждевременно выходят из строя по причине заедания [3—5].

Следовательно, необходима разработка перспективного научного направления, позволяющего совершенствовать конструктивные формы активных поверхностей зубчатых и червячных передач. Решение этой проблемы имеет важное значение для многих отраслей промышленности, так как от него существенно зависят долговечность, плавность работы, нагружочная способность и КПД передач зацеплением, а также качество продукции, производимой на оборудовании с передачами зацеплением.

Для решения указанной проблемы принята следующая гипотеза: передача зацеплением обладает оптимальным, гармоничным сочетанием параметров, определяющих ее эксплуатационные свойства, если во время эксплуатации при номинальной нагрузке ее кинематическая точность, заданная конструктором, сохраняется или повышается. Такая передача обладает устойчивой исходной геометрией и повышенными плавностью работы, нагружочной способностью, долговечностью и КПД. Чем выше устойчивость исходной геометрии активных поверхностей передачи зацеплением при номинальной нагрузке, тем выше ее эксплуатационные свойства.

С целью проверки соответствия этой гипотезы действительности исследована устойчивость исходной геометрии основных видов современных передач зацеплением: цилиндрической эвольвентной внешнего зацепления, эвольвентной червячной и глообоидной. В результате исследования установлено следующее:

1. Передачи: эвольвентная цилиндрическая зубчатая внешнего зацепления, эвольвентная червячная и модифицированная глообоидная — обладают неустойчивой исходной геометрией активных поверхностей вследствие неравномерного изнашивания их активных поверхностей. В эвольвентной зубчатой передаче неравномерное изнашивание активных поверхностей зубьев происходит вследствие разных видов трения: в полюсе зацепления —

чистое качение, а по мере смещения от полюса зацепления к вершине (корню) зуба возникает и возрастает до максимальной величины скольжение между профилями зубьев шестерни и колеса. Коэффициент трения скольжения в цилиндрических эвольвентных зубчатых передачах внешнего зацепления  $f_{ck} = 0,07 \div 0,1$  [6], а коэффициент трения качения  $f_k = 0,008$  [7]. В соответствии с этими коэффициентами трения, например, в шестеренных валах листопрокатного стана 2000 сила трения на входе зубьев в зацепление и выходе из зацепления примерно в 140 раз больше силы трения в полюсе зацепления. Следовательно, изнашивание эвольвентных профилей зубьев цилиндрических зубчатых передач внешнего зацепления у вершинной кромки и корня зуба — максимально, а в полюсе зацепления — минимально.

Результатом неравномерного изнашивания активных поверхностей зубьев эвольвентной передачи является появление и возрастание в процессе изнашивания циклической кинематической погрешности зубцовой частоты. Передача становится генератором крутильных колебаний, отрицательно влияющих на качество продукции и долговечность машин, в приводах которых используются современные цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления. Чтобы повысить эксплуатационные свойства эвольвентных зубчатых передач, необходимо повысить устойчивость исходной геометрии активных поверхностей зубьев [2].

В эвольвентной червячной передаче неравномерное изнашивание активных поверхностей зубьев колеса и витков червяка при их взаимодействии происходит вследствие различных видов трения (граничное и жидкостное) по условиям смазывания вдоль профиля зубьев колеса. При смещении контактных линий от вершинной кромки зуба к его корню на их концах наблюдается граничное трение, так как на этих участках угол между касательной к контактным линиям и вектором скорости их движения меньше  $30^\circ$ . На остальной боковой поверхности зубьев условия существенно более благоприятны для жидкостного трения.

Например, на участке профиля зуба колеса, расположенного в плоскости, касающейся основного цилиндра червяка и параллельной средней торцевой плоскости колеса, — чистое качение и благоприятные условия для образования жидкостного трения: угол между касательной к контактной линии и вектором скорости ее движения равен  $90^\circ$ . Поэтому изнашивание указанного участка профиля зуба минимально: износ практически отсутствует в сравнении с износом участков боковой поверхности зуба у торцов венца колеса, где наблюдается граничное трение. Малоизношенная поверхность зуба колеса выступает относительно более изношенной боковой поверхности и мешает плавной

работе передачи, вследствие чего происходит заедание активных поверхностей эвольвентной червячной передачи.

Следовательно, эвольвентная червячная передача обладает недостаточной устойчивостью исходной геометрии. Чтобы повысить нагрузочную способность передачи по заеданию, необходимо повысить устойчивость исходной геометрии активных поверхностей, добиться более равномерного изнашивания витков червяка и зубьев колеса передачи [3].

В глобоидной передаче неравномерное изнашивание активных поверхностей зубьев колеса и витков червяка происходит из-за подрезания входной и выходной зон, расположенных на боковых поверхностях зубьев. Удалить эти зоны нельзя, так как глобоидная передача будет иметь недопустимо низкую нагрузочную способность по изгибу зубьев из-за недостаточной длины обкатной зоны зубьев.

В классической глобоидной передаче подавляющая часть контактных линий расположена на коротком участке боковой поверхности зубьев. Остальная поверхность зуба подрезана входной кромкой производящего классического червяка. В связи с этим после изнашивания обкатной зоны зубьев на весьма незначительную величину, например на 0,05 мм, происходит заедание активных поверхностей передачи, так как входная кромка классического глобоидного червяка вступает в контакт с подрезными зонами зубьев, "срубая" и "фрезеруя" их. Поэтому классическую глобоидную передачу модифицируют — преднамеренно создают припуск для изнашивания обкатной зоны зубьев колеса, равный для наиболее распространенных передач примерно  $0,2 \div 0,3$  мм, с целью вывода из зацепления входного участка витка червяка. Выходной участок витка червяка наиболее распространенных передач модифицируют (плавно снижают) примерно на  $0,05 \div 0,15$  мм для более равномерного распределения контактных линий по длине обкатной зоны зубьев колеса, а также для облегчения монтажа глобоидного червяка в корпусе редуктора. После изнашивания обкатной зоны зубьев колеса на  $0,2 \div 0,3$  мм пятно контакта распространяется на подрезные зоны зубьев. Далее, как и в классической глобоидной передаче, происходит "фрезерование" подрезных зон зубьев входной кромкой витка модифицированного червяка независимо от ее конфигурации.

По существу, модификация глобоидной передачи представляет собой локализацию пятна контакта на обкатном участке боковой поверхности зубьев колеса. Время изнашивания до исчезновения локализации (т. е. до изнашивания упомянутого припуска обкатной зоны зубьев колеса) есть долговечность модифицированной глобоидной передачи.

Таким образом, основные виды передач зацеплением имеют неустойчивую исходную геометрию

активных поверхностей вследствие их неравномерного изнашивания.

2. В процессе изнашивания в передачах зацеплением объективно образуется циклическая кинематическая погрешность, которая возрастает при эксплуатации передачи. Звенья передачи совершают крутильные колебания с зубцовой частотой. Это сопровождается возрастающими динамическими силами. В результате существенно снижаются эксплуатационные свойства передач зацеплением.

Из исследованных передач максимальной устойчивостью исходной геометрии активных поверхностей обладает эвольвентная червячная передача. Это объясняется тем, что силы трения при граничном и жидкостном трениях разнятся между собой меньше, чем, например, силы трения качения и скольжения профилей зубьев в цилиндрической эвольвентной передаче внешнего зацепления. Поэтому трансформация исходной геометрии происходит существенно медленнее, чем в других исследованных передачах. В связи с этим эвольвентную червячную передачу используют в наиболее точных делительных механизмах, например, в делительной паре зубофрезерных станков, делительных головках и т. д.

3. Устойчивость исходной геометрии активных поверхностей передач зацеплением целесообразно использовать в качестве обобщающего и объективного критерия, обеспечивающего высокие эксплуатационные свойства передачи конкретного типа.

4. Основой научного направления, использующего устойчивость исходной геометрии в качестве критерия при создании или совершенствовании передачи, прежде всего является определение и устранение причин неравномерного изнашивания активных поверхностей зацепления.

Конкретные методы повышения эксплуатационных свойств передач зацеплением в соответствии с новым направлением разработаны и приведены в работах [8—10].

Такой подход к решению задач по повышению эксплуатационных свойств передач зацеплением доступен не только научным сотрудникам, имеющим глубокие теоретические знания в области сложной теории передач зацеплением, но и инженерно-техническим работникам.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Euler L. Novi Comm. Petersburgs: Acad. Sc. 1767.
2. Попов В. А. Исследование устойчивости исходной геометрии и плавности работы цилиндрических эвольвентных зубчатых передач внешнего зацепления // Вестник машиностроения. 2009. № 12. С. 13—15.
3. Попов В. А. Исследование устойчивости исходной геометрии активных поверхностей и плавности работы эвольвентной червячной передачи // Вестник машиностроения. 2010. № 2. С. 16—18.

А. А. ПОЛУНГЯН, д-р техн. наук, Л. Ф. ЖЕГЛОВ, А. Б. ФОМИНЫХ, канд. техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана),  
e-mail: tereza@bmstu.ru

## Определение показателей потерь энергии в элементах конструкции автомобиля

Предложены обобщенная математическая модель процесса трения в механической системе и частные случаи ее реализации. Рассмотрено экспериментальное определение показателей процессов трения в автомобилях.

**Ключевые слова:** трение, логарифмический декремент колебаний, коэффициент поглощения, свободные колебания, петля гистерезиса, амплитудно-частотная характеристика, виброзолятор.

A generalized mathematical model of the friction process in a mechanical system, and special cases of its realization have been proposed. Experimental determination of the friction process indices in the motor-cars has been considered.

**Keywords:** friction, logarithmic decrement of oscillations, coefficient of absorption, free oscillation, hysteresis loop, amplitude-frequency characteristic, vibroinsulator (damper).

В динамической системе от внешних воздействий возникают колебания, сопровождаемые, как правило, рассеянием энергии в ее элементах. При расчете конструкции это учитывается введением сил трения в соответствующие дифференциальные уравнения. Для этого необходимо знать вид трения в исследуемом элементе динамической системы.

Теоретическое определение демпфирующих характеристик виброзоляторов — достаточно сложная задача, проще — определение на основе экспериментальных исследований, например, с помощью обработки кривых свободных (метод 1) или вынужденных (методы 2 и 3) колебаний системы с исследуемым виброзолятором.

Метод 1 основан на выявлении зависимостей логарифмического декремента от амплитуды и частоты свободных колебаний и определения на их основе модели процесса трения в исследуемом ви-

брозоляторе и ее параметров. При решении данной задачи будем опираться на результаты теоретических и экспериментальных исследований колебаний в одномассовых системах [1—5]. Будем считать, что сила трения в любом элементе динамической системы может быть представлена в виде одного или нескольких слагаемых вида

$$R = -b|x|^k|\dot{x}|^n \text{sign}\dot{x}, \quad (1)$$

где  $b, k, n$  — параметры модели трения в исследуемом виброзоляторе, являющиеся постоянными неотрицательными величинами, которые следует определять экспериментально;  $x$  — обобщенная координата;  $\text{sign}\dot{x}$  — знак скорости  $\dot{x}$  ( $\text{sign}\dot{x} = 1$  при  $\dot{x} > 0$ ,  $\text{sign}\dot{x} = -1$  при  $\dot{x} < 0$ ).

Частными случаями (таблица) трения общего вида (1) являются:

1) линейно-вязкое (линейное) трение при  $k = 0$ ,  $n = 1$  ( $R = -b\dot{x}$ ) и нелинейно-вязкое трение при  $k = 0$  ( $R = -b|\dot{x}|^n \text{sign}\dot{x}$ ) — модели трения в гидравлических элементах;

2) трение, пропорциональное перемещению при  $k = 0$ ,  $n = 0$  ( $R = -b|x| \text{sign}\dot{x}$ ), — модель так называемого конструкционного демпфирования в деталях машин (рессоры, шлицы, зубчатые соединения, шпонки, стыки и др.);

3) сухое трение при  $k = n = 0$  ( $R = -b \text{sign}\dot{x}$ ) — модель трения в специальных демпферах, например, в упруго-фрикционных демпферах и других элементах;

4) гистерезисное трение при  $n = 0$  ( $R = -b|x|^k \text{sign}\dot{x}$ ) — модель трения в материале деталей машин.



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

4. Сагин Л. И. Улучшение методов производства и эксплуатационных качеств глобоидных передач // Тр. ЦНИИТМАШа. 1960. № 14. М.: ЦНИИТМАШ.

5. Исследования червячных передач и редукторов / П. С. Зак, Б. Ф. Федотов, Д. Э. Голлер и др. М.: Недра, 1965.

6. Петруевич А. И. Зубчатые и червячные передачи // Детали машин. М.: Машгиз, 1951. 188 с.

7. Крагельский И. В., Виноградова И. Э. Коэффициенты трения. М.: Машгиз, 1955. 188 с.

8. Попов В. А. Экспериментально определить и научно обосновать уровень контактной прочности зубчатой передачи с новой конструкцией активных поверхностей зубьев и внедрить их в редукторах ПО "НКМЗ": (За-

ключительный отчет) / ЦНИИТМАШ. Договор № 509-14/61 от 31.10.1982, г. М., 1992.

9. Попов В. А. Разработка технических решений для повышения плавности работы, долговечности и КПД шестеренных и прокатных валков клетей черновой группы стана 2000: (Заключительный отчет) / ЦНИИТМАШ. Договор № 537/14-822НП/ТД1277 от 08.10.2001 г. с ОАО "Северсталь". М., 2002.

10. Попов В. А. Исследование изнашивания прокатных валков в зависимости от плавности работы шестеренных валков на 6 и 12 клетях стана 2000: (Заключительный отчет) ЦНИИТМАШ. Договор № 397-14/854НП/ТД3154 от 2003 г. с ОАО "Северсталь". М., 2004.

## Определение характеристик различных процессов трения

По- каза- тель	Трение					
	линей- но-вязкое ( $k = 0$ ; $n = 1$ )	пропорци- ональное перемеще- нию ( $k = 1$ ; $n = 0$ )	сухое ( $k = n = 0$ )	нелинейно-вязкое ( $k = 0; n \neq 0; n \neq 1$ )	гистерезисное ( $n = 0; k \neq 0; k \neq 1$ )	общего вида
$R$ $ W $	$-b\dot{x}$ $\pi b\omega A^2$	$-\frac{b x \operatorname{sign}\dot{x}}{2bA^2}$	$-\frac{b\operatorname{sign}\dot{x}}{4bA}$	$-\frac{b \dot{x} ^n\operatorname{sign}\dot{x}}{4bI(0, n)\omega^n A^{n+1}}$	$-\frac{b x ^k\operatorname{sign}\dot{x}}{\frac{4b}{k+1}A^{k+1}}$	$-\frac{b x ^k \dot{x} ^n\operatorname{sign}\dot{x}}{4bI(k, n)\omega^n A^{k+n+1}}$
$\Psi$	$h\omega$	$h$	$\frac{h}{A}$	$h\omega^n A^{n-1}$	$hA^{k-1}$	$h\omega^n A^{k+n-1}$
$h$	$2\pi\frac{b}{c}$	$4\frac{b}{c}$	$8\frac{b}{c}$	$8\frac{b}{c}I(0, n)$	$8\frac{b}{c}\frac{1}{k+1}$	$8\frac{b}{c}I(k, n)$
$b$	$hc/(2\pi)$	$hc/4$	$hc/8$	$hc/(8I(0, n))$	$h(k+1)c/8$	$hc/(8I(k, n))$
$\Phi$	$\frac{b}{2}\dot{x}^2$	$b x \cdot \dot{x} $	$b \dot{x} $	$\frac{b}{n+1} \dot{x} ^{n+1}$	$b x ^k \dot{x} $	$\frac{b}{n+1} x ^k \dot{x} ^{n+1}$
$\delta$	$\frac{h\omega}{2} = \frac{\pi b\omega}{c}$	$\frac{h}{2} = \frac{2b}{c}$	$\frac{h}{2A} = \frac{4b}{cA}$	$\frac{h\omega^n A^{n-1}}{2} =$ $= \frac{4b}{c}I(0, n)\omega^n A^{n-1}$	$\frac{hA^{k-1}}{2} = \frac{4b}{c}\frac{1}{k+1}A^{k-1}$	$\frac{h\omega^n A^{k+n-1}}{2} =$ $= \frac{4b}{c}I(k, n)\omega^n A^{k+n-1}$
$b_{\text{л}}$	$\frac{hc}{2\pi} = b$	$\frac{hc}{2\pi\omega} = \frac{2b}{\pi\omega}$	$\frac{hc}{2\pi\omega A} = \frac{4b}{\pi\omega A}$	$\frac{hc\omega^{n-1} A^{n-1}}{2\pi} =$ $= \frac{4b}{\pi}I(0, n)\omega^{n-1} A^{n-1}$	$\frac{hcA^{k-1}}{2\pi\omega} = \frac{4bA^{k-1}}{\pi\omega(k+1)}$	$\frac{hc\omega^{n-1} A^{k+n-1}}{2\pi} =$ $= \frac{4b}{\pi}I(k, n)\omega^{n-1} A^{k+n-1}$

Это указывает на широкое применение формулы (1). При этом основным ее преимуществом при оценке рассеяния энергии в любом элементе динамической системы является постоянство  $b, k, n$ , которое позволяет выполнять расчеты при произвольных, например полигармонических возмущениях на систему.

Для определения способов нахождения  $b, k, n$  рассмотрим свободные колебания относительно равновесного положения одномассовой системы с малым трением:

$$R = m\ddot{x} + cx, \quad (2)$$

где  $m$  — масса системы;  $c$  — коэффициент жесткости упругого элемента.

В случае трения вида (1) уравнение (2) запишем как

$$m\ddot{x} + b|x|^k|\dot{x}|^{n-1}\dot{x} + cx = 0.$$

Для нахождения амплитуды и логарифмического декремента колебаний воспользуемся методом энергетического баланса [1]. Принимаем, что исходное движение близко к гармоническому, но характеризуется медленно изменяющейся амплитудой и постоянной частотой  $\omega = \sqrt{c/m}$ . Рассматривая один цикл колебаний и совмещая начало отсчета времени с моментом, когда отклонение достигает максимума, получим:

$$x = A(t)\cos\omega t; \quad (3)$$

$$\dot{x} = -\omega A(t)\sin\omega t, \quad (4)$$

где  $A(t)$  — медленно меняющаяся функция времени.

Работу силы трения  $R = -b|x|^k|\dot{x}|^{n-1}\dot{x}$  за период  $T$  с учетом выражений (3) и (4) находим по формуле

$$W = \int_0^T R\dot{x} dt = \int_0^T b|x|^k|\dot{x}|^{n-1}\dot{x}^2 dt = \\ = -b \int_0^T A^k(t)\cos^k\omega t\omega^{n-1}A^{n-1}(t)\sin^{n-1}\omega t\omega^2 A^2(t)\sin^2\omega t dt.$$

Будем считать, что в течение периода  $T$  величина  $A$  неизменна. Принимая во внимание, что  $\sin\omega t > 0$  и  $\cos\omega t > 0$  в первой четверти периода, получим:

$$W = -4bA^{k+n+1}\omega^{n+1} \int_0^{T/4} \cos^k\omega t \sin^{n+1}\omega t dt = \\ = -4bA^{k+n+1}\omega^n \int_0^{\pi/2} \cos^k\varphi \sin^{n+1}\varphi d\varphi = \\ = -4bA^{k+n+1}\omega^n I(k, n), \quad (5)$$

где  $I(k, n) = \int_0^{\pi/2} \cos^k\varphi \sin^{n+1}\varphi d\varphi = \frac{\Gamma((n+2)/2)\Gamma((k+1)/2)}{2\Gamma(((k+n+1)/2+1))}$ ,

здесь  $\Gamma(n)$  — гамма-функция.

Выражение (5) соответствует изменению энергии системы за период  $T$ . Так как в начале и в конце периода кинетическая энергия равна нулю, то

изменение полной энергии определяется изменением потенциальной энергии:

$$\Delta P = 0,5c(A_s^2 - A_{s+1}^2) = cA\Delta A, \quad (6)$$

где  $A_s, A_{s+1}$  — максимальные следующие друг за другом отклонения массы;  $A = (A_s + A_{s+1})/2$ ;  $\Delta A = A_s - A_{s+1}$ .

Приравняв работу  $W$  к изменению энергии  $\Delta P$ , получим:

$$-4bA^{k+n-1}\omega^n I(k, n) = cA\Delta A$$

или

$$\Delta A = -4bA^{k+n-1}\omega^n I(k, n)/c. \quad (7)$$

Уравнение (7) связывает приращение (отрицательное) амплитуды за один период с амплитудой в начале периода, т. е. определяет вид верхней огибающей.

Полагая, что трение мало, найдем логарифмический декремент  $\delta$  колебаний, подставив в уравнение (7) выражение

$$\delta = \Delta A/A, \quad (8)$$

тогда

$$\delta = 4bA^{k+n-1}\omega^n I(k, n)/c. \quad (9)$$

Таким образом, логарифмический декремент  $\delta$  колебаний в общем случае является переменной величиной, зависящей от амплитуды  $A$  колебаний при условии  $k+n \neq 1$ .

Удобным показателем затухания колебательного процесса, применяемым наряду с логарифмическим декрементом, является коэффициент  $\psi$  относительного рассеяния энергии (коэффициент поглощения), равный отношению энергии  $W$ , рассеиваемой за один период колебаний, к максимальной упругой энергии  $P = 0,5cA^2$ . Тогда с учетом выражения (5) получим:

$$\psi = |W|/P = 8bI(k, n)A^{k+n-1}\omega^n/c = hA^{k+n-1}\omega^n, \quad (10)$$

где  $h = 8bI(k, n)/c$ .

Из последнего выражения находим:

$$b = 0,125hc/I(k, n). \quad (11)$$

Так как энергия, рассеиваемая за один период колебаний, равна изменению потенциальной энергии за этот период, то с учетом выражения (6) и (8) получим:

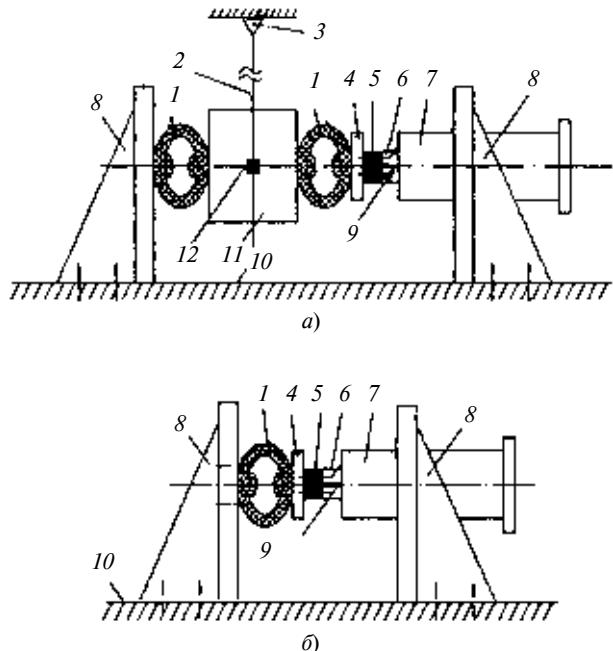
$$\psi = \Delta P/P = 2\delta. \quad (12)$$

Показатели для различных видов трения приведены в таблице, в частности, диссипативные функции  $\Phi$ , связанные с силой трения  $R$  зависимостью  $R = -\partial\Phi/\partial\dot{x}$ , и приведенный к линейному виду ко-

эффициент  $b_\lambda$  трения, полученный, исходя из равенства работ за период колебаний нелинейных ( $W_h$ ) и приведенных к линейным ( $W_\lambda$ ) сил трения. При вычислении производной от модуля скорости принято во внимание, что  $\partial|\dot{x}|/\partial\dot{x} = \text{sign}\dot{x}$ .

Разницу зависимостей логарифмического декремента  $\delta$  колебаний и коэффициента  $\psi$  относительного рассеяния энергии от частоты и амплитуды колебаний согласно выражениям (9) и (10) для различных видов трения можно использовать при определении параметров трения в динамических системах.

Для экспериментального определения диссипативных параметров деталей методом 1 необходимо составить одномассовую систему, элементом которой является эта деталь (соединение деталей). Такой деталью может быть, например, виброизолятор с коэффициентом жесткости  $c$ . Одна сторона этого элемента закреплена неподвижно, а к другой прикреплен диск. Отклонив элемент от положения равновесия на некоторую величину, записывают кривую затухающих колебаний массы диска. Будем считать трение малым, вычислим по формуле (8) логарифмический декремент колебаний  $\delta$ , или по более точной формуле  $\delta = \ln(A_s/A_{s+1})$ , для следующих друг за другом периодов затухающих колебаний. Получим ряд значений  $\delta$  в зависимости от амплитуды  $A$  колебаний. Изменяя массу  $m$  диска, получим значения при других частотах свободных колебаний данной системы:  $\omega = \sqrt{c/m}$ .



**Рис. 1. Схема установки виброизолятора на стенде:**  
 $a$  — метод 1;  $b$  — методы 2 и 3; 1 — виброизолятор; 2 — стопы; 3 — шарнир; 4 — фланец; 5 — динамометр; 6 — шток; 7 — электрогидравлический пульсатор; 8 — опоры; 9 — датчик хода штока; 10 — монтажное основание; 11 — груз; 12 — датчик виброускорения

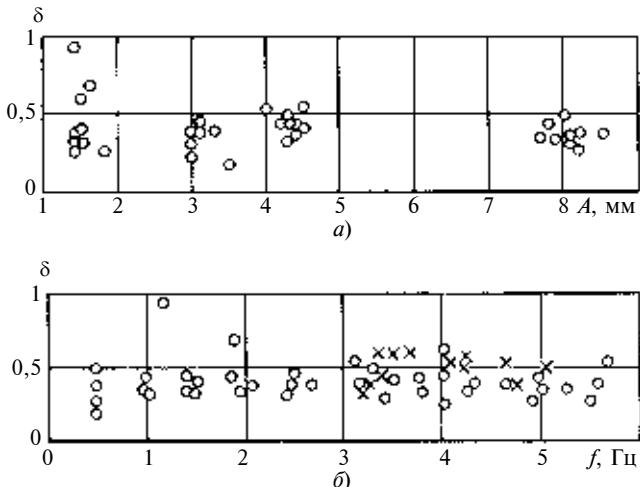


Рис. 2. Изменения логарифмического декремента  $\delta$  колебаний от амплитуды (а) и частоты (б) возмущения:  
× — метод 1, о — метод 2

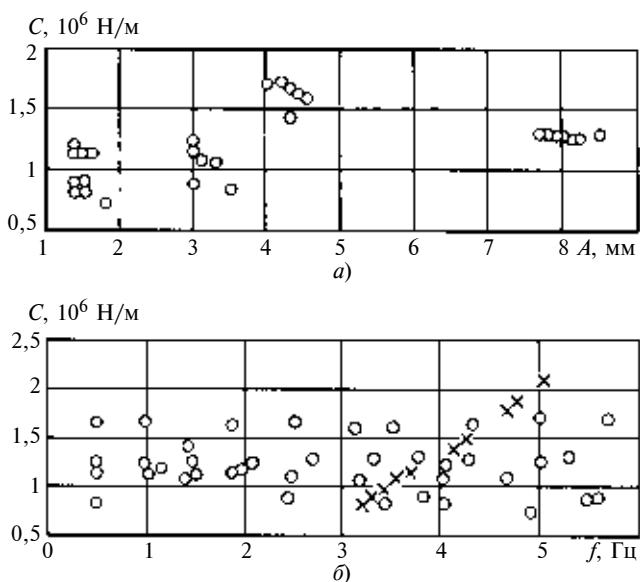


Рис. 3. Изменения коэффициента  $c$  жесткости от амплитуды (а) и частоты (б) возмущения:  
× — метод 1, о — метод 2

С учетом формулы (12) каждому значению  $\delta$  можно поставить в соответствие значение  $\psi$ . Используя полученную в этом эксперименте совокупность значений  $\psi$ ,  $\omega$ ,  $A$ , связанных зависимостью (10), подбираем конкретные значения параметров  $h$ ,  $n$ ,  $k$ . Это можно сделать методами регрессионного анализа. При этом данной детали (соединению) можно поставить в соответствие или одну тройку параметров  $h$ ,  $n$ ,  $k$  ( $k$  и  $n$  не обязательно целые числа), если такая модель достаточно точно соответствует эксперименту, или совокупность таких троек величин  $h$ ,  $n$ ,  $k$  (где  $k$  и  $n$  целые числа), если при представлении  $\psi$  в виде многочлена со слагаемыми типа выражения (10) нельзя ограничиться лишь одним членом. Далее по формуле (11) можно вычислить и последний параметр — коэффициент  $b$  тре-

ния, или совокупность таких параметров, соответствующих различным значениям  $k$  и  $n$ .

При испытаниях методом 2 [2, 6—9] одна сторона виброизолятора закрепляется на неподвижном основании, а на другую сторону воздействуют гармонической силой. В процессе испытаний одновременно записывают силу воздействия и деформацию виброизолятора. Затем для дискретных значений частоты и амплитуды колебаний строят петли гистерезиса. Площадь петли гистерезиса, характеризующей рассеяние энергии за цикл колебаний, делят на полную энергию колебаний за тот же цикл и определяют коэффициент поглощения, а по нему находят  $\delta = 0,5\psi$ .

При испытаниях методом 3 [2, 6—9] на одномасовую систему, состоящую из исследуемого виброизолятора и присоединенной массы, воздействуют гармонической возмущающей силой с постоянной амплитудой, но с дискретно изменяемой частотой. Записывая колебания присоединенной массы для каждой частоты, строят амплитудно-частотную характеристику системы. Затем вычисляют амплитуду  $A_{\text{рез}}$ , частоту  $f_{\text{рез}}$  вынужденных колебаний груза в резонансе и параметр  $\Delta f$ , равный разности частот колебаний, для которых амплитуда колебаний равна  $0,707A_{\text{рез}}$ . Умножив  $\Delta f$  на  $\pi$  и разделив на  $f_{\text{рез}}$ , получим логарифмический декремент  $\delta$  колебаний.

Получив методами 2 и 3 соответствующие совокупности значений  $\delta$ , далее поступают так же, как и в случае со свободными колебаниями методом 1.

На рис. 1 приведена схема установки на стенде виброизолятора из полимерного композитного материала. При свободных затухающих колебаниях (метод 1) задаваемое возмущение имело вид несимметричного треугольного импульса. Реализация двух других методов осуществлялась заданием асимметричного цикла нагружения виброизолятора. На рис. 2 и 3 представлены результаты испытаний. Петли гистерезиса во всех случаях определяли при одном цикле нагружения виброизолятора. Коэффициент  $c$  жесткости виброизолятора определяли по углу наклона средней линии петли гистерезиса [2, 7]. Результаты испытаний показали, что при данных режимах нагружения виброизолятора определенной зависимости величин  $\delta$  и  $c$  от параметров возмущения (амплитуды  $A$  и частоты  $\omega$  колебаний) не наблюдается. Поэтому в данном случае их можно считать константами и определять по совокупности всех наблюдений (см. рис. 2, 3), и трение в данном виброизоляторе можно отнести к трению, пропорциональному перемещению.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Пановко Я. Г. Введение в теорию механических колебаний. М.: Наука, 1980. 272 с.

Г. Г. ВИНОКУРОВ, канд. техн. наук (Институт физико-технических проблем Севера СО РАН, г. Якутск),  
О. Н. ПОПОВ (Якутский ГУ им. М. К. Аммосова), e-mail: ponponl@mail.ru

## Статистическое описание микрографии поверхности трения порошковых покрытий и материалов, полученных высокоенергетическими технологиями

На основе матричной вероятностно-геометрической макроструктуры порошковой среды разработан статистический подход для описания микрографии поверхности трения порошковых покрытий, получаемых высокоенергетическими методами, при фрикционном изнашивании. Данный подход позволяет моделировать процесс изнашивания порошковых покрытий и материалов. Приведены результаты сопоставления расчета исследуемых характеристик с экспериментальными данными.

**Ключевые слова:** статистическая модель, износ, порошковые покрытия, координационные числа, микрография, шероховатость.

On the basis of matrix probabilistic-geometrical macrostructure of a powder medium a statistical approach has been developed for description of the friction surface geometry at friction wearing of the power coatings, obtained by the high-energy methods. The approach allows the modeling the wearing process of powder coating and materials. Comparison of calculated results of the characteristics under study with experimental data is presented.

**Keywords:** statistical model, wear, powder coatings, co-ordinating numbers, micro-geometry, roughness.

Высокоэнергетические технологии порошковой металлургии (газотермическое напыление и наплавка, взрывное прессование, электродуговая металлизация и другие с характерным энергетическим потоком порядка  $10^6 \div 10^8 \text{ Вт}/\text{м}^2$  и выше) являются перспективными способами улучшения физико-механических свойств деталей машин и механизмов, получения материалов инструментального назначения. Однако получаемые износостойкие порошковые покрытия и материалы характеризуются высокой степенью неоднородности, слоистым строением, пористостью, выделениями избыточных дисперсных и коагулированных фаз. Это обусловлено спецификой вы-

сокоэнергетических технологических процессов, при которых частицы порошкового материала находятся в высокотемпературной газовой среде и в результате взаимодействия их поверхности с атмосферой образуется оксидная пленка [1]. Оксидные пленки, обладая большей хрупкостью и твердостью, снижают прочность порошкового покрытия и материала [2] и существенно влияют на процессы их изнашивания при трении скольжения. Воздействие бесчисленных случайных факторов на физико-химическое взаимодействие частицы порошкового материала с окружающими частицами или с поверхностью основы практически исключает динамическое описание формирования и изнашивания макроструктуры порошковых покрытий и материалов. Поэтому для описания формирования и изнашивания макроструктуры порошковых покрытий и материалов, полученных высокоенергетическими методами, наиболее перспективным и целесообразным становится статистический подход.

В существующих моделях изнашивания соприкосновение поверхностей происходит по фактической площади контакта, которая является одним из основных показателей, определяющих процесс трения [3, 4]. Как установлено в основополагающих работах И. В. Крагельского, в процессе изнашивания прирост фактической площади контакта происходит в основном за счет увеличения числа пятен контакта, а не их размеров. В случае изнашивания порошкового покрытия и материала такие пятна контакта образуют отдельные застывшие частицы в поверхностном слое. Из-за образования оксидных пленок следует ожидать, что разрушение порошкового покрытия и материала будет происходить преимущественно по границам частиц и слоев. Поэтому при изнашивании порошкового покрытия и материала фактическая площадь контакта тесно



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

2. **Бидерман В. Л.** Теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1980. 408 с.
3. **Полунян А. А., Фоминых А. Б.** Методы учета распределения энергии в механических системах при полигармонических возмущающих воздействиях // Вестник машиностроения. 1990. № 6. С. 12—16.
4. **Полунян А. А., Фоминых А. Б.** Методы учета распределения энергии в механических системах при полигармонических возмущающих воздействиях (продолжение) // Вестник машиностроения. 1990. № 7. С. 37—39.
5. **Исследование демпфирования в упругих элементах на основе полимерных композиционных материалов.** Вопросы оборонной техники / И. З. Дашибаев, А. А. Понгян, Б. А. Афанасьев и др. Сер. 15. Композиционные неметаллические материалы в машиностроении. Вып. 1 (127), 2 (128). М.: НТЦ "Информтехника", 2002. С. 69—72.
6. **Бендат Дж., Пирсол А.** Прикладной анализ случайных данных. М.: Мир, 1989. 544 с.
7. **Техническая акустика транспортных машин** / Под ред. Н. И. Иванова. СПб.: Политехника, 1992. 68 с.
8. **Боголепов И. И.** Промышленная звукоизоляция. Л.: Судостроение, 1986. 368 с.
9. **Ильинский В. С.** Защита РЭА и прецизионного оборудования от динамических воздействий. М.: Радио и связь, 1982. 296 с.

связана с их макроструктурой. Таким образом, следует ожидать, что статистические закономерности, описывающие макроструктуру порошкового покрытия и материала, будут проявляться и в процессе их изнашивания.

Целью настоящей работы является разработка статистического подхода для описания закономерностей изнашивания порошкового покрытия и материала при трении скольжения на основе матричной вероятностно-геометрической модели макроструктуры порошковой среды.

### **Вероятностно-геометрическая система для описания изнашивания порошковых покрытий и материалов при трении скольжения**

При фрикционном изнашивании порошковых покрытий и материалов формирование локальной микрографии поверхности трения происходит под влиянием многочисленных факторов изнашивания на отдельную граничную частицу. Точное определение количественных характеристик изнашивания, действующих на отдельную частицу (механические напряжения, локальная температура при отрыве частицы, газогидродинамические параметры смазочного материала и др.), а также локальных физико-механических свойств порошкового материала представляется даже теоретически невозможным из-за большого числа частиц и воздействия многочисленных случайных факторов. Поэтому наиболее целесообразным является использование теоретико-вероятностных предпосылок для описания удаления единичной частицы поверхности трения. При таком подходе поверхности трения порошкового покрытия и материала (при данных макроскопических условиях трения) соотносят с вероятностно-геометрической системой частиц, описывающей статистические закономерности изнашивания. Тогда характеристики профиля поверхности трения при изнашивании получаются усреднением по реализациям вероятностно-геометрической системы, а интегральные значения износа по массе можно определить суммированием по пути трения локальных значений линейного износа вероятностно-геометрической системы. При трении скольжения путь трения является выделенным направлением и в плоскостях, перпендикулярных к нему, характеристики микрографии предполагаются статистически однородными величинами. Поэтому для описания случайной микрографии поверхности трения наиболее эффективным является использование двумерных вероятностно-геометрических моделей макроструктуры порошковой среды.

В работе для описания процессов изнашивания порошковых покрытий и материалов выбрана элементарная модель макроструктуры на основе матричной вероятностно-геометрической системы частиц, предложенной в работе [5]. Основными входными эмпирическими параметрами данной модели являются размеры матрицы и частиц веро-

ятностно-геометрической системы, сопоставляемые с размерами образцов и частиц порошковых покрытий и материалов, определяемыми металлографическим анализом их макроструктуры. При моделировании фрикционного изнашивания за единицу пути трения выбирается отрезок, за который удаляется одна частица вероятностно-геометрической системы макроструктуры порошкового покрытия и материала. Линейность установившегося износа по массе по пути трения позволяет выразить число удаленных частиц вероятностно-геометрической системы в единицах реального пути трения (метр, цикл и др.). Отношение массы разрушенного материала за единицу пути трения к массе одной частицы, равное отношению реально-го и модельного путей трения, является параметром модели, с помощью которого учитывается ко-нечный результат влияния случайных факторов процесса изнашивания при трении скольжения на интенсивность изнашивания при данных макроскопических условиях трения. Поэтому для определения данного параметра необходимо проведение испытаний на износ порошкового покрытия и материала с целью определения интенсивности массового износа на установленном участке.

Для описания формирования микрографии поверхности трения порошкового покрытия и материала в разработанной модели вводятся индивидуальные статистические веса граничных частиц, которые позволяют задавать вероятности их удаления. В общем случае вероятность удаления частицы зависит от пути трения вследствие усталостного механизма разрушения поверхности порошковых покрытий и материалов при трении скольжения. При использовании вероятностно-геометрической системы зависимость вероятности удаления от пути трения обусловлена самим процессом формирования микрографии поверхности трения, когда вероятность удаления частицы определяется ее локальным окружением и изменяется по пути трения.

Так как сопротивление разрушению порошковой среды определяется, в основном, когезией частиц, то для учета макроструктуры покрытия при трении скольжения необходимо связать ее характеристики с вероятностью удаления отдельной частицы на поверхности трения. Основными количественными характеристиками макроструктуры порошковых покрытий и материалов, влияющими на их физико-механические свойства, являются координационные числа частиц и пористость (в случае изнашивания поверхности трения вместо пористости следует рассматривать локальный линейный износ). Очевидно, что вероятности удаления частиц существенно зависят от указанных характеристик макроструктуры, поэтому в данной работе рассматриваются два способа выбора статистического веса.

В первом случае в качестве статистического веса предлагается сумма  $n_{\text{пр}}^{(j)} + n_{\text{по}}^{(j)} + n_{\text{д}}^{(j)}$  ( $j = 1, \dots, m$ ) продольного, поперечного и диагонального коор-

динационных чисел частиц, т. е. полное координационное число [5]. Ввиду того, что у частиц поверхности  $n_{\text{пр}}^{(j)} = 1$ , то статистический вес граничных частиц имеет вид:

$$v_j = (1 + n_{\text{по}}^{(j)} + n_{\text{д}}^{(j)}). \quad (1)$$

Второй способ выбора статистического веса связан с глубиной нахождения граничной частицы. В этом случае статистический вес задается соотношением

$$v_j = (1 + k_j), \quad (2)$$

где  $k$  — число удаленных частиц в  $j$ -м столбце матрицы вероятностно-геометрической системы.

Следует отметить, что выбор статистического веса в виде равенства (2) связан с величиной локального линейного износа и позволяет учесть влияние микрогоеометрии поверхности трения контртела, так как глубины выемок порошкового покрытия могут сопоставляться с выступами поверхности трения контртела. Данный вопрос требует отдельного рассмотрения и подробного исследования.

Вероятность удаления частицы поверхности задается формулой

$$p_j = \left( v_j \sum_{i=1}^m v_i^{-1} \right)^{-1}, \quad (3)$$

где  $\left( \sum_{i=1}^m v_i^{-1} \right)^{-1}$  — нормировочный множитель. Таким образом, вероятность удаления частицы обратно пропорциональна ее статистическому весу. Очевидно, что для вероятностей (3) выполняется условие нормирования

$$\sum_{j=1}^m p_j = 1.$$

Значения координационных чисел и глубина нахождения граничной частицы зависят от текущего состояния микрогоеометрии изнашиваемой поверхности и влияют через вероятности (3) на ее последующее состояние. Таким образом, разработанная статистическая модель фрикционного изнашивания с двумерной вероятностно-геометрической системой, зависящей от выражений (1) и (2) статистических весов, учитывает макроструктуру изнашиваемой поверхности.

### Аналитические выражения биномиальной модели

В частном случае, когда в выражениях (1) и (2) соответственно  $n_{\text{пр}}^{(j)} = 0$ ,  $n_{\text{д}}^{(j)} = 0$  и  $k_j = 0$ , получаем элементарную биномиальную модель с вероятностно-геометрической системой, в которой вероятность удаления частицы задается постоянным значением без учета макроструктуры. Данная модель интересна тем, что позволяет получить аналитические выражения для предельных оценок основных характеристик износа и поверхности трения порошковых покрытий. Процесс изнашивания

при этом описывается вероятностной моделью, когда вероятность удаления частицы с произвольной единичной площадки поверхности трения подчиняется биномиальному распределению [6]. В этом случае с учетом двумерности модели линейный износ  $H$  и среднеквадратическое отклонение профиля от средней линии  $Rq$  будут выражаться формулами

$$H = l \frac{1}{m} \text{ и } Rq = \sqrt{\frac{l}{m} \left( 1 - \frac{l}{m} \right)}.$$

Распределение линейного износа описывается биномиальным распределением

$$P_l(k) = C(l, k) \left( \frac{1}{m} \right)^k \left( 1 - \frac{1}{m} \right)^{l-k}, \quad (4)$$

где  $m$  — число столбцов матрицы вероятностно-геометрической системы.

Согласно локальной теореме Муавра—Лапласа при больших значениях пути трения биномиальное распределение (4) можно заменить нормальным, тогда использование "правила трех сигм" позволяет получить аналитические выражения для предельных оценок максимального и минимального значений линейного износа:

$$H_{\max} \approx \frac{l}{m} + 3 \sqrt{\frac{l}{m} \left( 1 - \frac{l}{m} \right)}; \\ H_{\min} \approx \begin{cases} \frac{l}{m} - 3 \sqrt{\frac{l}{m} \left( 1 - \frac{l}{m} \right)} & \text{при } l \geq 9m \left( 1 - \frac{1}{m} \right); \\ 0 & \text{при } l < 9m \left( 1 - \frac{1}{m} \right). \end{cases}$$

Расчетами по двумерной вероятностно-геометрической модели установлено, что удовлетворительные оценки значений  $H_{\max}$  и  $H_{\min}$  также можно получить из формул:

$$H_{\max} \approx \min_{\substack{k \\ k > H}} \left\{ \left| m C(l, k) \frac{1}{m^k} \left( 1 - \frac{1}{m} \right)^{l-k} - 1 \right| \right\}; \quad (5)$$

$$H_{\min} \approx \min_{\substack{k \\ k < H}} \left\{ \left| m C(l, k) \frac{1}{m^k} \left( 1 - \frac{1}{m} \right)^{l-k} - 1 \right| \right\}. \quad (6)$$

### Сравнение с экспериментальными данными и анализ результатов

С целью сопоставления данных для экспериментального исследования были выбраны покрытия, полученные электродуговой металлизацией порошковых проволок, разработанных ООО "Центр трансферта технологий" и Институтом физико-технических проблем Севера им. В. П. Ларионова СО РАН (г. Якутск) [7, 8].

Испытания покрытий на износ проводили на машине трения СМЦ-2; на основе анализа работ и методик испытаний была выбрана схема трения "диск—колодка". Режимы испытаний: нагрузка 38 кгс, частота вращения вала  $5 \text{ с}^{-1}$ , трение сухое. Образцы представляли собой диски диаметром 0,05 м и высотой 0,01 м с порошковым покрытием толщиной до 0,001 м, износ, определяли весовым методом. В стадии приработки измерения проводили через 1500 циклов машины трения, в режиме установившегося износа — через 4500 циклов (по выбранной схеме трения один цикл соответствует пути трения  $1,96 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ ). Профилометрию поверхности трения покрытий проводили на четырех маркированных диаметрально противоположных участках покрытия с помощью профилометра SJ-201P фирмы Mitutoyo (Япония) в режиме установившегося износа через каждые 4500 циклов трения.

Экспериментальные характеристики износа и микрогоеометрии поверхности трения — функции максимального  $H_{\max}$  и минимального  $H_{\min}$  износа, их разность  $R_y = H_{\max} - H_{\min}$ , средняя глубина выемок  $H_d = H - H_{\min}$ , среднеарифметическое  $R_a$  и среднеквадратическое  $R_q$  отклонения профиля, автокорреляционная функция профиля были получены обработкой профилограмм с усреднением данных по поверхности трения покрытий.

Для сопоставления результатов расчета с экспериментальными данными параметр, определяющий размеры матрицы вероятностно-геометрической системы, установлен сопоставлением геометрических размеров застывших частиц и толщины покрытия. Размеры частиц оценены металлографическим анализом макроструктуры газотермического покрытия, взаимосвязь реального и условного путей трения установлена из данных износа по массе. Все характеристики вычислены по 2000 реализаций модели; для расчетов начальную поверхность трения полагали гладкой.

Далее в статье и на рисунках в зависимости от выбора статистического веса (1) или (2) для обозначения результатов используются: дополнительный верхний индекс  $k$  для модели, учитывающей координационные числа [формула (1)], индекс  $g$  для модели, учитывающей глубину нахождения частицы [формула (2)], и индекс  $e$  для обозначения экспериментальных данных.

На рис. 1 в виде графиков приведены данные распределения глубин выемок: экспериментальные —  $F^e(h)$  (точки 1); расчетные с учетом макроструктуры — координационных чисел —  $F^k(h)$  (кривая 2) и  $F^{k\beta}(h)$  (кривая 3); глубины нахождения частицы —  $F^g(h)$  и  $F^{ga}(h)$  (кривые 4 и 5) и предельные оценки — расчет без учета макроструктуры  $F(h)$  (кривая 6 и точки 7). Установлено, что интервалы распределения функций  $F^g(h)$  и  $F^k(h)$  находятся в интервале функции  $F(h)$ . Это происходит вследствие того, что учет макроструктуры приводит к сглаживанию поверхности трения, которое возникает из-за более частого удаления частиц из неглубоких выемок и,

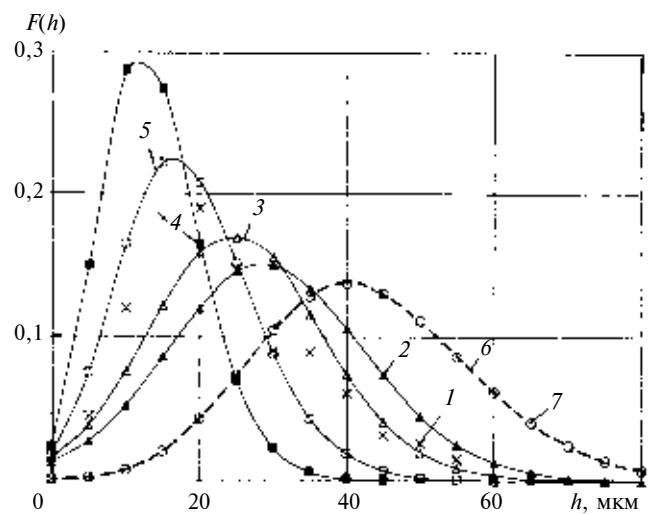


Рис. 1. Графики распределения глубин выемок поверхности трения порошковых покрытий:

1 —  $F^e(h)$ ; 2 —  $F^k(h)$ ; 3 —  $F^{k\beta}(h)$ ,  $\beta = 1,64$ ; 4 —  $F^g(h)$ ; 5 —  $F^{ga}(h)$ ,  $\alpha = 0,71$ ; 6 —  $F(h)$  расчет по формуле (4); 7 —  $F(h)$  модель без учета макроструктуры; 2000 реализаций, путь трения  $l = 5130$  (1323 м)

соответственно, ограниченного роста выемок большого размера. Сравнение графиков распределений  $F^g(h)$  и  $F^k(h)$  показывает более выраженную тенденцию к сглаживанию изнашиваемой поверхности при использовании статистического веса (2). Можно отметить небольшую асимметрию распределений  $F^g(h)$  и  $F^k(h)$ , которая обнаружена у экспериментальной функции распределения  $F^e(h)$  (точки 1). Для сравнения на рис. 1 также приведены оценочные графики предельного распределения глубин выемок без учета макроструктуры покрытия. Расчеты проведены по формуле (4) (кривая 6) и по биномиальной вероятностно-геометрической модели (точки 7), наблюдаются смещение в сторону больших глубин, широкий и симметричный интервал распределения.

На рис. 2 в виде графиков приведены данные среднего линейного  $H$ , максимального  $H_{\max}$  и минимального  $H_{\min}$  износов покрытия в зависимости от пути трения  $l$ . Характеристики износа покрытия — максимальный износ  $H_{\max}^g$  и минимальный износ  $H_{\min}^g$  (графики 3 и 4) по пути трения монотонно возрастают. При установившемся износе разность между их значениями становится постоянной, что соответствует стабилизации шероховатости поверхности трения. Смещение прямой 11 линейного износа  $H$  в сторону минимального износа является следствием асимметрии распределения  $F^g(h)$ . Кривыми 7, 8 и точками 9, 10 показаны графики функций  $H_{\max}$ ,  $H_{\min}$ , рассчитанные без учета макроструктуры покрытия по двумерной вероятностно-геометрической модели и по выражениям (5), (6). Как видно из графиков, также наблюдается широкий и симметричный интервал распределения, который можно использовать в качестве предельных оценок линейного износа.

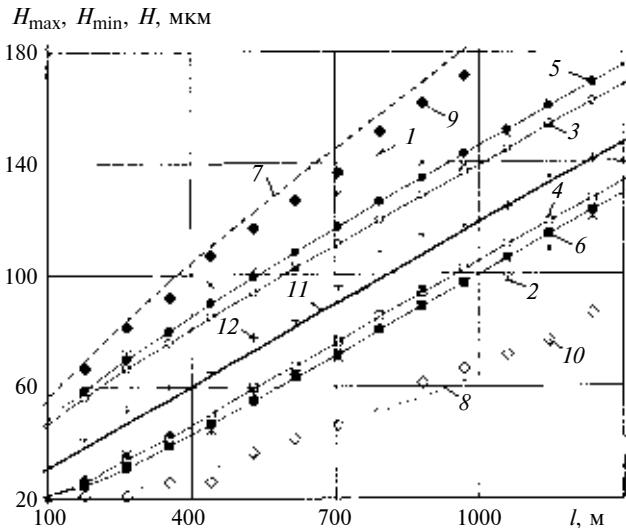


Рис. 2. Зависимости характеристик износа порошковых покрытий от пути трения:

1 —  $H_{\max}^e$ ; 2 —  $H_{\min}^e$ ; 3 —  $H_{\max}^g$ ; 4 —  $H_{\min}^g$ ; 5 —  $H_{\max}^{ga}$ ,  $\alpha = 0,71$ ; 6 —  $H_{\min}^{ga}$ ,  $\alpha = 0,71$ ; 7 и 8 —  $H_{\max}$  и  $H_{\min}$  (модель без учета макроструктуры); 9 —  $H_{\max}$ , расчет по формуле (5); 10 —  $H_{\min}$ , расчет по формуле (6); 11 —  $H$ ; 12 —  $H^e$ ; 2000 реализаций

На рис. 3 в виде графиков приведены данные среднеквадратического  $Rq$  и среднеарифметического  $Ra$  отклонений профиля; расчеты проведены по модели с весом (2) — кривые 3, 5. Как видно из рисунка, функции  $Rq^g$ ,  $Ra^g$  в стадии приработки резко возрастают вследствие гладкости начальной поверхности трения. Далее, при установившемся износе стабилизируются значения отклонений  $Ra^g$  и  $Rq^g$ , что вполне адекватно отражает изменение микрогоеометрии поверхности трения и подтверждается многочисленными экспериментами в области трибологии сплошных материалов [3, 4].

На рис. 4 представлены характеристики поверхности трения порошковых покрытий — средняя глубина  $Hd$  выемок и разность  $Ry$  максимального и минимального значений износа; расчеты (графики 2, 5) проведены по модели со статистическим весом (1). Как видно из рисунка, расчетные графики монотонно возрастают, наблюдается удовлетворительное соответствие экспериментальным данным (точки 1, 4).

Однако анализом поведения характеристик  $Hd^k$ ,  $Ry^k$ ,  $Rq^k$ ,  $Ra^k$  установлено, что в некоторых случаях применение статистического веса (1) не обеспечивает необходимой скорости сглаживания поверхности трения порошкового покрытия — стабилизация расчетных значений наступает позже экспериментальных. Поэтому для повышения точности расчетных характеристик требуется дальнейшее обобщение выражений статистических весов (1) и (2).

#### Дальнейшее развитие статистической модели

В разработанных моделях со статистическими весами (1) и (2) для описания процесса формирова-

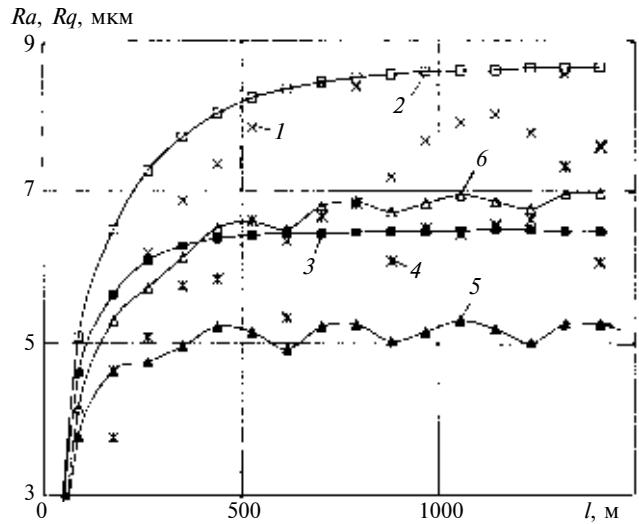


Рис. 3. Экспериментальные и расчетные отклонения профиля поверхности трения порошковых покрытий:

1 —  $Rq^e$ ; 2 —  $Rq^{ga}$ ,  $\alpha = 0,71$ ; 3 —  $Rq^g$ ; 4 —  $Ra^e$ ; 5 —  $Ra^g$ ; 6 —  $Ra^{ga}$ ,  $\alpha = 0,7$

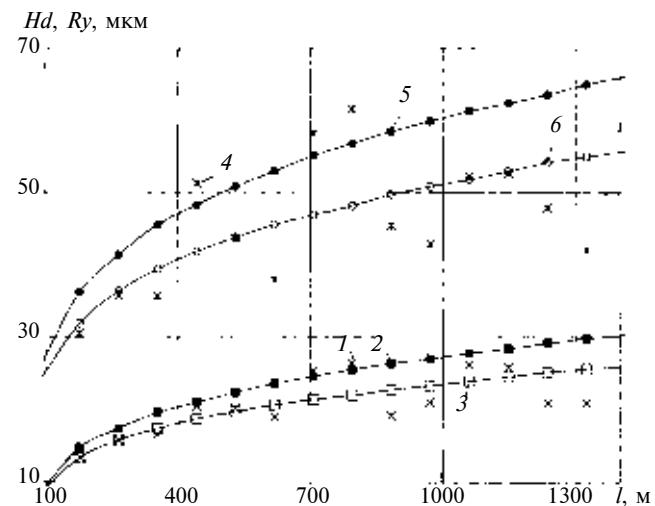


Рис. 4. Экспериментальные и расчетные характеристики поверхности трения порошковых покрытий:

1 —  $Hd^e$ ; 2 —  $Hd^k$ ; 3 —  $Hd^{kp}$ ,  $\beta = 1,6$ ; 4 —  $Ry^e$ ; 5 —  $Ry^k$ ; 6 —  $Ry^{kp}$ ,  $\beta = 1,6$

ния микрогоеометрии поверхности трения учитывается ее текущее состояние, оказывающее существенное влияние на дальнейшее изменение профиля. Как отмечалось выше, изнашивание порошковых покрытий и материалов при трении скольжения происходит под воздействием большого числа случайных факторов, присущих самому процессу, в том числе вследствие неоднородности физико-механических свойств поверхности трения. Результатирующее влияние этих факторов описывается характеристиками вероятностно-геометрической системы, определяющими интенсивность изнашивания. Дальнейшее развитие статистического подхода возможно вводом дополнительных параметров в выражения (1) и (2) статистического веса частиц.

Как известно, любые статистические модели предусматривают определение таких параметров методом моментов или максимального правдоподобия с дальнейшей проверкой статистической гипотезы [9]. Развитие модели в данной работе сделано введением степенных параметров  $\beta$  и  $\alpha$  соответственно в выражения (1) и (2):

$$v_j = (1 + n_{\text{пп}}^{(j)} + n_{\Delta}^{(j)})^{\beta}; \quad (7)$$

$$v_j = (1 + k_j)^{\alpha}. \quad (8)$$

В работе количественные значения новых параметров определяли по методу моментов с использованием экспериментальных данных, полученных обработкой профилограмм при фиксированном пути трения. На рис. 3 графиками 2 и 6 показаны расчетные среднеквадратическое  $Rq^{g\alpha}$  и среднеарифметическое  $Ra^{g\alpha}$  отклонения профиля, полученные с применением статистического веса (8). Значение параметра  $\alpha$  найдено минимизацией квадрата суммы отклонений  $Rq^{g\alpha}$  от экспериментального значения при фиксированном пути трения. Как видно из рис. 3, при таком усовершенствовании модели наблюдается более точное описание экспериментальных данных. Вычисления показывают, что уточнение статистических весов (7) и (8) приводит также к улучшению соответствия расчетных и экспериментальных характеристик максимального  $H_{\max}^{g\alpha}$  и минимального  $H_{\min}^{g\alpha}$  износов (см. рис. 2, графики 5, 6), их разности  $Ry^{g\alpha} = H_{\max}^{g\alpha} - H_{\min}^{g\alpha}$ , средней глубины выемок  $Hd^{g\alpha} = H^{g\alpha} - H_{\min}^{g\alpha}$  и распределения глубин выемок  $F^{g\alpha}$  (см. рис. 1, график 5).

В случае модели со статистическим весом (7) параметр  $\beta$  определяли аппроксимацией экспериментальной автокорреляционной функции, усредненной по 100 реализациям, также с использованием метода минимальных квадратов при фиксированном пути трения.

Сопоставление распределений глубин выемок  $F^k(h)$  и  $F^{k\beta}(h)$  (см. рис. 1, графики 2, 3) и сравнение результатов расчета средних глубин выемок  $Hd^k$  и  $Hd^{k\beta}$  и разностей  $Ry^k$  и  $Ry^{k\beta}$  (см. рис. 4, соответственно графики 2, 3 и 5, 6) с экспериментальными данными показывает, что использование статистического веса (7) также приводит к повышению точности разработанного статистического подхода.

## Выводы

Для описания изнашивания порошковых покрытий и материалов при трении скольжения разработана статистическая модель на основе двумерной вероятностно-геометрической системы, пред-

ставляющей макроструктуру порошковой среды. Вероятность удаления частицы на поверхности трения определяется ее статистическим весом, который зависит от полного координационного числа или глубины нахождения частицы.

Предлагаемый подход, учитывающий макроструктуру порошковой среды, может применяться для вычисления характеристик износа и микрогеометрии поверхности трения. В качестве основных количественных характеристик износа порошкового материала используются среднее, максимальное и минимальное значения линейного износа. Микрогеометрия поверхности трения описывается распределением глубины выемок, среднеквадратическим и среднеарифметическим отклонениями профиля, средней глубиной выемок и разностью максимального и минимального значений износа.

В качестве данных для сравнения были выбраны экспериментальные характеристики износа и микрогеометрии поверхности трения электрометаллизационных покрытий из порошковых проволок. Установлено удовлетворительное соответствие экспериментальных и расчетных характеристик микрогеометрии поверхности трения порошковых покрытий. Показано, что обобщение статистических весов частиц приводит к повышению точности разработанного подхода для лучшего соответствия расчетных и экспериментальных характеристик износа и микрогеометрии поверхности трения.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- Хаси А., Моригаки О. Наплавка и напыление. М.: Машиностроение. 1985. 240 с.
- Максимович Г. Г., Шатинский В. Ф., Копылов В. И. Физико-химические процессы при плазменном напылении и разрушение материалов с покрытиями. Киев: Наукова думка, 1983. 264 с.
- Крагельский И. В. Трение и износ. М.: Машиностроение, 1968. 479 с.
- Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.
- Каминский В. М., Николенко А. П., Сидоренко И. Я. Двумерная стохастическая модель уплотнения порошковых материалов // Порошковая металлургия. 1982. № 2. С. 29–31.
- Винокуров Г. Г., Попов О. Н. Применение биномиального распределения для описания процессов изнашивания порошковых покрытий и материалов // Технология металлов. 2007. № 11. С. 18–23.
- Пат. 2048273 Рос. Федерации. Порошковая проволока для получения покрытий.
- Использование минеральных модифицирующих добавок в износстойких электрометаллизационных покрытиях из порошковых проволок / Г. Г. Винокуров, А. Кычкин, С. П. Яковлев и др. // Технология металлов. 2008. № 10. С. 28–32.
- Смирнов Н. В., Дунин-Барковский И. В. Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений. М.: Наука, 1965. 512 с.

П. Н. ПЕТРОВА, канд. техн. наук, А. Л. ФЕДОРОВ (Институт проблем нефти и газа СО РАН, г. Якутск),  
e-mail: ppavlina@yandex.ru

## Разработка полимерных композитов на основе политетрафторэтилена с повышенной износостойкостью для узлов сухого трения<sup>1</sup>

Представлены результаты по разработке материалов на основе политетрафторэтилена, модифицированных моторными маслами, перспективных для использования в узлах сухого трения. Показано, что модификация моторными маслами приводит к значительному повышению износостойкости и снижению значений коэффициента трения полимерного материала. Исследовано влияние модификации моторными маслами политетрафторэтилена и композитов на его основе на процессы трения и изнашивания разработанных материалов.

**Ключевые слова:** политетрафторэтилен, моторные масла, модификация, коэффициент трения, износостойкость, температура в зоне контакта, природные адсорбенты.

The design results of the materials on the PTFE base, modified by the motor oils and prospective for use in the dry friction assemblies, have been presented. It was shown that the modifying by the motor oils results in a substantial increase of the material wear resistant and lowering of the friction coefficient. The modifying effect by the motor oils of the PTFE and the composites on its base upon the friction processes and the materials wearing has been studied.

**Keywords:** PTFE, motor oils, modifying, friction coefficient, wear resistant, temperature in the contact zone, natural adsorbents.

Эксплуатационная долговечность машин и механизмов в ряде случаев определяется надежностью работы узлов трения, которые обусловлены явлениями трения и изнашивания в них. Для изготовления конструкций, функционирующих в условиях трения и изнашивания превосходными материалами являются полимерные композиты, которые позволяют решить важную техническую проблему — обеспечение работоспособности без применения смазочного материала, т. е. в условиях сухого трения.

При выборе материала для подшипников сухого трения основное значение имеет их износостойкость, а следовательно, срок службы. Износ опорных поверхностей подшипников сверх допустимой величины нарушает точность взаимного расположения вала с рабочими органами и корпусом, приводит к его динамической неустойчивости и вибрации, возможности разрушения подшипника на ходу. Износ материалов деталей узлов трения, приводит к потерям энергии, перегреву механизмов, снижению передаваемых усилий, повышенному

<sup>1</sup> Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (грант № 09-03-98502-р\_восток\_a).

расходу горючего и других материалов [1]. В связи с этим физико-механические свойства материала подшипника должны обеспечивать наиболее высокую износостойкость и упругий контакт при трении, минимальный коэффициент трения, отсутствие склонности к задиру, хорошую прирабатываемость [2].

Термопластичные полимеры используют главным образом как самосмазывающиеся материалы для подшипников скольжения. С этой точки зрения политетрафторэтилен (ПТФЭ) занимает особое положение, обладая исключительной смазывающей способностью, высокими теплостойкостью и стойкостью в агрессивных средах. Преимущества подшипников на основе ПТФЭ обусловлены их фрикционными свойствами: низким коэффициентом трения при большой нагрузке и малой скорости скольжения и отсутствием стик-слипа. Если учесть очень низкий коэффициент трения ПТФЭ и его термическую и коррозионную стойкости, становится очевидным, насколько выгодным может быть его применение в узлах сухого трения [3]. Полимерные материалы в чистом виде практически не применяются для изготовления деталей узлов трения. Это связано с высоким коэффициентом поверхностного трения деталей из них, недостаточными термо- и теплостойкостью, низкой износостойкостью [4]. Для повышения эксплуатационных свойств полимерных материалов разрабатываются новые связующие с необходимыми характеристиками; производимые в больших количествах материалы модифицируются функциональными добавками.

В данной работе приведены результаты разработки для узлов сухого трения износостойких полимерных композиционных материалов (ПКМ) на основе промышленно выпускаемого полимера — ПТФЭ, модифицированного моторными маслами.

**Объекты и методы исследования.** ПТФЭ (ГОСТ 10007—80) и композиты на его основе с природными наполнителями, отличающимися высокой адсорбционной способностью, а также моторные масла марок М-8В и Ravenol 5W-40. В качестве природных наполнителей, которые одновременно являются адсорбентами жидкого смазочного материала (ЖСМ), были использованы активированные природные цеолиты и шунгиты.

Технология изготовления образцов включала следующие этапы: холодное формование, пропитывание в моторном масле в течение 24 ч при нормальной температуре, спекание, калибровку. Ско-

Таблица 1

Композит	Марка масла	$T, ^\circ\text{C}$	$f$	$I, \text{мг}/\text{ч}$	
			при нагрузке, МПа		
			1	2	1
ПТФЭ (исходный)	—	$T_{\text{H}}$	0,042	0,043	106,45
Маслонаполненный ПТФЭ	M-8B	$T_{\text{H}}$ 150	0,021 0,021	0,025 0,025	1,23 0,42
ПТФЭ + + 5 мас. % цеолита		$T_{\text{H}}$ 150	0,042 0,040	0,039 0,034	0,10 0,10
ПТФЭ + + 5 мас. % шунгита		$T_{\text{H}}$ 150	0,046 0,045	0,039 0,038	0,20 0,25
ПТФЭ + + 5 мас. % цеолита	5W-40	$T_{\text{H}}$ 150	0,046 0,035	0,048 0,038	0,80 1,20
ПТФЭ + + 5 мас. % шунгита		$T_{\text{H}}$ 150	0,044 0,036	0,036 0,032	1,50 1,40

П р и м е ч а н и я:  $T$  — температура пропитки заготовок моторным маслом ( $T_{\text{H}}$  — нормальная);  $f$  — коэффициент трения;  $I$  — скорость изнашивания по массе.

рость изнашивания и коэффициент трения полимерных композитов определяли на машине трения СМЦ-2 (схема трения "вал—втулка" при контактном давлении 1÷2 МПа, скорость скольжения 0,39 м/с). Скорость изнашивания оценивали по потере массы образцов в единицу времени. Момент трения регистрировали с помощью прибора Термодат 17Е3 и по результату рассчитывали коэффициент трения.

Плотность образцов определяли методом гидростатического взвешивания. Пористость полученных материалов определяли по значениям плотности компонентов (ГОСТ 12730.1). Жидкофазное наполнение ПТФЭ моторным маслом составляло 0,2÷3,2 мас. %. Поверхностные характеристики наполнителей определяли на анализаторе удельной поверхности СОРБТОМЕТР-М по методу БЭТ. Структуру и элементный состав поверхностей трения ПКМ исследовали на растровом электронном микроскопе JSM-6480LV фирмы JEOL (Япония) с рентгеноспектральным анализатором. Микрорельеф и морфологию поверхностей трения изучали с помощью сканирующего зондового микроскопа NTegra Aura фирмы NT MDT.

**Результаты исследований.** Для обеспечения введения ЖСМ в полимерный образец была разработана технология получения образцов с пористой структурой. Установлено, что для обеспечения пористости полимерных композитов необходимо снизить удельное давление прессования полимерных заготовок. По разработанной технологии получают пористый композит, обладающий достаточной прочностью для сохранения приданной ему формы при последующих операциях. Выявлено, что уменьшение давления прессования заготовок из ПТФЭ в 2÷4 раза по сравнению со стандартным давлением приводит к повышению количества впитанного моторного масла, что сопровождается снижением скорости изнашивания по массе и коэффициента трения.

Таким образом, разработаны технологии жидкостного наполнения пористого ПТФЭ и композитов на его основе, позволяющие снизить скорость их изнашивания по массе в 1000 раз, а коэффициент трения в 1,5÷2 раза. Результаты триботехнических испытаний полученных образцов приведены в табл. 1. Снижение коэффициента трения свидетельствует о том, что пара трения работает в режиме самосмазывания.

На основании проведенных триботехнических исследований маслонаполненных композитов установлен характер изменения их износстойкости в зависимости от природы ЖСМ, концентрации адсорбентов, удельного давления прессования заготовок, а также от температуры и времени пропитки отпрессованной полимерной заготовки моторными маслами. Исследования позволили выявить оптимальные условия формирования маслонаполненных композитов с повышенной износстойкостью.

Установлено, что сорбция ЖСМ в объем полимерного связующего интенсифицируется при по-

вышении температуры и использовании природных адсорбентов. Необходимая температура пропитки заготовок из ПТФЭ и оптимальная концентрация природных наполнителей определялись из условия достижения максимальной износстойкости маслонаполненного композита. Количество масла, впитанного полимерным образцом при температуре 150 °C, оказалось в 2÷7 раз больше, чем при нормальной температуре. Износстойкость маслонаполненного полимера возросла до 320 раз по сравнению с композитом, полученным пропиткой при нормальной температуре, и до 725 раз по сравнению с исходным полимером. Добавление в полимер активированных адсорбентов (цеолита) в количестве 5 мас. % приводит к уменьшению скорости изнашивания по массе в 1000 раз. Скорость изнашивания по массе полимерных композитов, полученных пропиткой при высокой температуре при повышении нагрузки от 1 до 2 МПа снижалась в 6 раз.

Установлено, что сорбция ЖСМ в объем полимерного связующего зависит также от вязкости используемого масла [5, 6]: более износстойкими являются композиты, содержащие минеральное моторное масло, характеризуемое вязкостью, меньшей в 1,6÷1,8 раза, чем у синтетического масла [7].

Наиболее эффективным природным наполнителем для получения износстойких композитов, является цеолит, который благодаря своей структурной особенности впитывает большее количество ЖСМ. Количество масла, впитанного композитами, содержащими цеолит, в 2÷4 раза больше, чем композитами, содержащими шунгит.

Для повышения адсорбционной активности по отношению к ЖСМ и усреднения фракционного состава природных наполнителей проводили активацию в планетарной мельнице АГО-2. Оптимальное время активации наполнителей составляет 2 мин. Это объясняется достижением оптимальной удельной поверхности, повышением удельного объема и среднего размера пор.

Установлена оптимальная концентрация активированного природного цеолита, вводимого в качестве адсорбента ЖСМ, соответствующая 5 мас. %. Это, видимо, связано с тем, что частицы использованных природных наполнителей, характеризуемых высокой адсорбционной активностью, выступают в качестве не только поглотителей ЖСМ, но и структурно-активного агента. При добавлении в композит 5 мас. % наполнителя формируется более упорядоченная структура ПКМ, что повышает его износостойкость. При увеличении концентрации наполнителя в ПКМ до 10 мас. % зарегистрировано повышение скорости изнашивания по массе, что связано с образованием агломератов из частиц наполнителя, которое приводит к формированию рыхлой структуры композита с множественными дефектными областями и снижению износостойкости ПКМ.

На основании проведенных исследований выявлены оптимальные условия формирования маслонаполненных композитов с повышенной износостойкостью. Показано, что износостойкость композитов, модифицированных ЖСМ, при работе в режиме сухого трения в 40÷56 раз выше, чем у исходного полимера, который испытывался в среде масла М-8В (табл. 2). Это свидетельствует о том, что компоненты ЖСМ не только обеспечивают эффект самосмазывания в процессе трения, но и участвуют, по всей видимости, в процессах структурообразования полимера, способствуя формированию армированной структуры, которая является более износостойкой.

Установлено, что смазочный материал, который содержится в объеме ПКМ, в той или иной форме обеспечивает отвод теплоты от зоны фрикционного контакта и способствует стабилизации температуры в зоне трения (рис. 1). У композитов, модифицированных ЖСМ, процесс приработки завершается в течение 0,5÷1 ч, после чего трибосистема переходит в равновесное динамическое состояние со стабильными значениями коэффициента трения и температуры в зоне контакта. Процесс приработки заканчивается образованием на поверхностях трения тонких слоев вторичных структур, предохраняющих материал от схватывания и задиров, а также равновесной шероховатости, необходимой для обеспечения стабильного значения коэффициента трения (рис. 2, см. обл.).

Видно, что микрогеометрическая развитость поверхности ПКМ возрастает при модификации ЖСМ. Модификация полимера и композитов на его основе ЖСМ приводит к снижению среднеквадратичной и средней шероховатости поверхно-

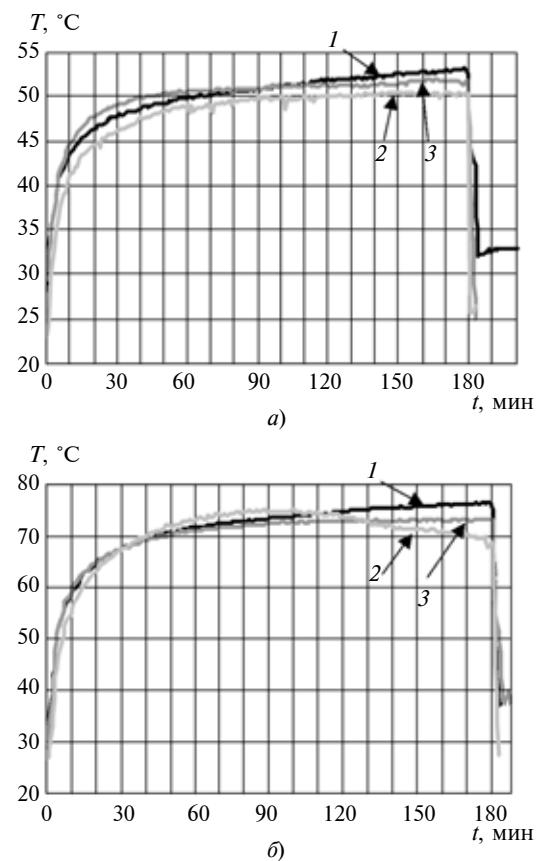


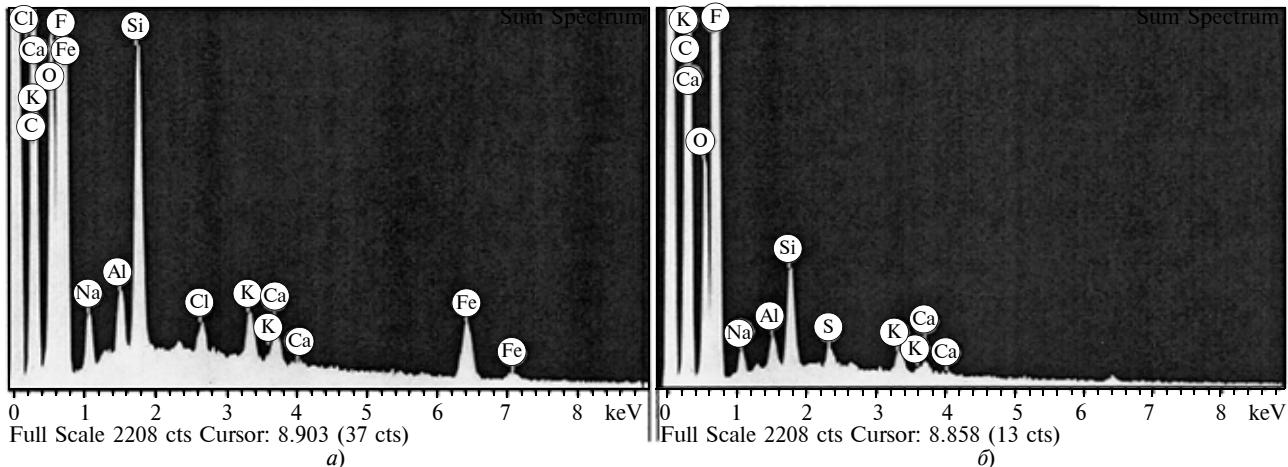
Рис. 1. Изменение температуры  $T$  в контакте трения от времени  $t$  испытания исходного ПТФЭ (1) и маслонаполненных ПТФЭ (2) и ПКМ (3) при нагрузке в 1 (а) и 2 МПа (б)

Таблица 2

Композит	Режим	$T, ^\circ\text{C}$	$f$		$I, \text{мг/ч}$	
			при нагрузке, МПа			
			1	2	1	2
Маслонаполненный ПТФЭ	Сухое трение	150	0,021	0,025	0,42	0,43
ПТФЭ + 5 мас. % цеолита	В среде М-8В	—	—	0,024	—	17,5
ПТФЭ + 5 мас. % цеолита	Сухое трение	150	0,040	0,034	0,10	0,31

сти трения композитов в 1,5÷2,5 раза (см. рис. 2). При уменьшении шероховатости удельные давления в областях контакта уменьшаются, что приводит к снижению коэффициента трения [8]. Уменьшение шероховатости композита свидетельствует также о трении по пленке переноса.

Повышение износостойкости и снижение коэффициента трения композитов, модифицированных моторными маслами, может быть объяснено образованием граничного смазочного слоя при трении. Моторное масло, введенное в объем композита, при температуре спекания подвергается окислению. Содержащиеся в ЖСМ поверхностно-активные вещества (ПАВ) и образующиеся в процессе переработки полимерных композитов продукты



**Рис. 3. Распределение химических элементов на поверхностях трения образцов ПТФЭ с содержанием цеолита:**  
а — немодифицированного; б — модифицированного маслом

окисления масел, также выступающие в роли ПАВ, адсорбируются на поверхностях трения, формируя легко скользящие относительно друг друга слои между полимером и контртелом. Видимо, в этом случае процессы разрушения поверхности ПКМ имеют малоцикловую усталостную природу, обусловленную влиянием ПАВ. Эти процессы локализуются на начальной стадии работы пары трения и приводят к образованию устойчивых дисперсных систем, способствующих снижению трения и износа вследствие образования из них износостойких поверхностных структур [7].

Важным критерием "успешной" работы узла трения является то, как ведет себя материал по отношению ко второму компоненту трибосистемы, т. е. к контртелу. Рентгеноспектральным анализом установлено, что на спектрах поверхностей трения композитов, модифицированных моторными маслами, не обнаружены частицы железа (рис. 3, б). Это свидетельствует о формировании сплошной прочной пленки переноса, исключающей непосредственный контакт между поверхностями композита и контртела.

В то же время на спектрах немодифицированных композитов (рис. 3, а) частицы железа зарегистрированы, что свидетельствует о формировании локальной, периодически сменяемой пленки переноса. В этом случае при отсутствии компонентов ЖСМ, выступающих в процессе трения в качестве ПАВ, процесс изнашивания идет более интенсивно, а продукты износа, будучи грубодисперсными и не обладая устойчивостью, не участвуют в формировании износостойких поверхностных структур, снижающих трение и износ.

**Заключение.** На основании проведенных исследований разработаны технологии жидкофазного наполнения пористого ПТФЭ, позволяющие снизить скорость изнашивания по массе в 1000 раз и коэффициент трения в 1,5÷2 раза. Установлен характер изменения износостойкости ПКМ в зависимости от природы ЖСМ, концентрации адсорбен-

тов, удельного давления прессования заготовок, а также от температуры и времени пропитки отпрессованной полимерной заготовки моторными маслами. Выявлены оптимальные условия формирования маслонаполненных композитов с повышенной износостойкостью. Установлены механизмы повышения износостойкости ПКМ, модифицированных моторными маслами, которые заключаются: 1) в формировании кислородсодержащих соединений при окислении ЖСМ, выступающих в качестве ингибиторов изнашивания; 2) в формировании стабильной и прочной пленки переноса на поверхности контртела; 3) в реализации эффекта самосмазывания изделий из ПКМ при трении. Разработаны новые материалы на основе ПТФЭ с эффектом самосмазывания, обладающие повышенной износостойкостью и нагруженной способностью и способные обеспечить работу узлов трения без смазочного материала.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Богданович П. Н., Прушак В. Я. Трение и износ в машинах: Учебник для вузов. Минск: Высшая школа, 1999. 374 с.
2. Композиционные материалы на основе политетрафторэтилена. Структурная модификация / Ю. К. Машков, З. Н. Овчар, В. И. Суриков, Л. Ф. Калистратова. М.: Машиностроение, 2005. 240 с.
3. Мыскин Н. К., Петроковец М. И. Трибология. Принципы и приложения. Гомель: ИММС НАНБ, 2002. 310 с.
4. Охлопкова А. А., Адрианова О. А., Попов С. Н. Модификация полимеров ультрадисперсными соединениями. Якутск: ЯФ изд-ва СО РАН. 2003. 224 с.
5. Ван Кревелен Д. В. Свойства и химическое строение полимеров: пер. с англ. М.: Химия, 1976. 416 с.
6. Гольдаде В. А., Струк В. А., Песецкий С. С. Ингибиторы изнашивания металлополимерных систем. М: Химия, 1993. 240 с.
7. Основы трибологии (трение, износ, смазка) / А. В. Чичинадзе, Э. Д. Браун, Н. А. Буша и др. М.: Машиностроение, 2001. 664 с.
8. Трение и износ материалов на основе полимеров / Н. А. Белый, А. И. Свириденок, М. И. Петроковец, В. Г. Савкин. Минск: Наука и техника, 1976. 432 с.

# ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 621.9.06:621.81.002.73.001.24

Б. М. БАЗРОВ, д-р техн. наук, А. М. АРЗЫБАЕВ (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН),  
e-mail: modul\_lab@mail.ru

## Выбор технологических решений при изготовлении деталей

Разработаны схема формирования технологического решения и метод поиска оптимального варианта при изготовлении детали.

**Ключевые слова:** заготовка, деталь, технологическое решение, обработка, инструмент, точность, шероховатость поверхности.

Technological solution forming scheme and the search technique of optimal variant at fabrication of detail have been elaborated.

**Keywords:** blank, detail, technological solution, machining, tool, precision, surface roughness.

Основой технологической операции являются переходы, во многом определяющие эффективность изготовления детали. Операционная технология разрабатывается технологом вручную или с помощью системы автоматизированного проектирования технологических процессов (САПР ТП). В любом случае качество операции определяется элементной базой средств технологического обеспечения и методикой поиска технологического ре-

шения (ТР) изготовления детали, т. е. выбором способа получения и обработки ее поверхностей.

На предприятиях, где разработка операций ведется вручную, данные по элементной базе, как правило, отличаются недостаточной полнотой, кроме того, они могут находиться в разных источниках (справочники, рабочие материалы) и в различном виде (альбомы, ведомости и т. п.). При использовании САПР ТП элементная база средств технологического обеспечения не только более упорядочена, но и отличается более организованным поиском технических решений. Однако в любом случае поиск ТР осуществляется технологом и зависит от его опыта и квалификации, при этом, как правило, принимаются два-три варианта, не подкрепляемые расчетом. В результате разработанные технологические операции далеки от оптимальных, а на их разработку требуется значительное время.

Очевидно, что для нахождения оптимальной технологической операции необходимы элемент-

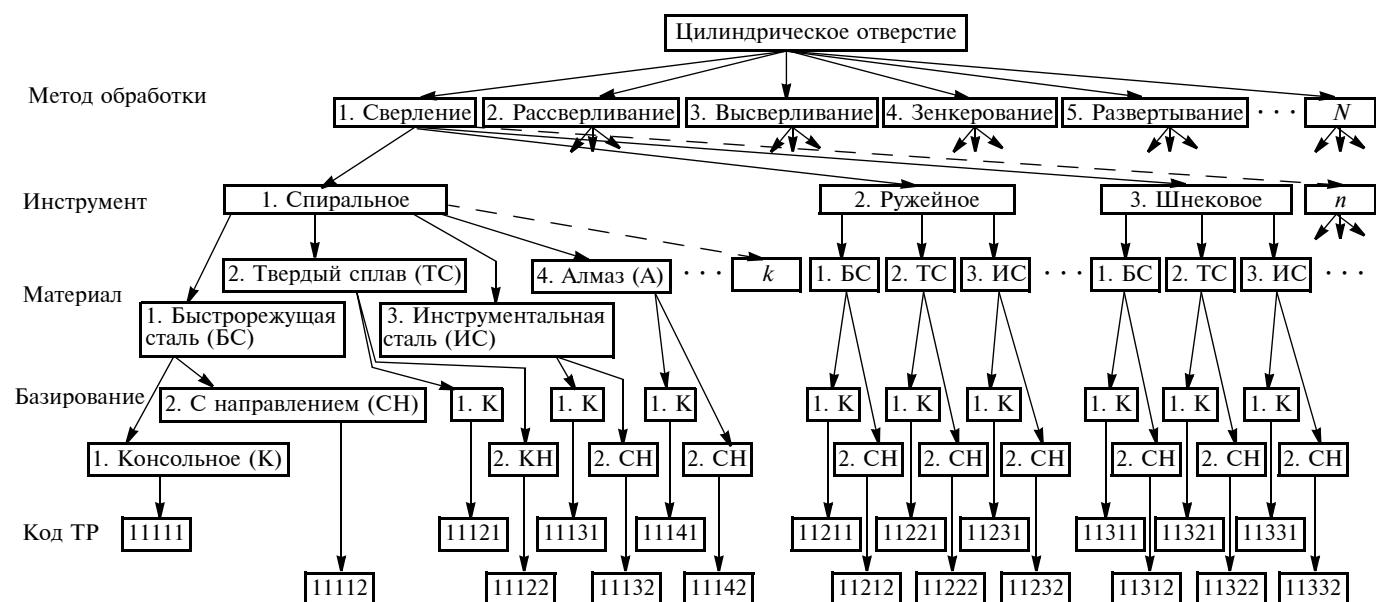


Схема формирования технологического решения

Рекомендуемые (+) способы получения отверстий требуемого диаметра

Способ	Диаметр отверстия, мм										
	3—6	6—10	10—18	18—30	30—50	50—80	80—120	120—180	180—250	250—315	315—400
1. Сверление	+	+	+	+							
2. Рассверливание				+	+	+	+	+	+		
3. Высверливание			+	+	+	+	+	+	+		
4. Зенкерование			+	+	+	+	+	+	+		
5. Развертывание	+	+	+	+	+	+	+	+			

Таблица 2

Рекомендуемые способы получения отверстий с требуемой точностью диаметра

Способ	Квалитет точности									
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1. Сверление				○	○	●	●	●	●	○
2. Рассверливание			○	○	○					○
3. Высверливание			○	○	○					○
4. Зенкерование		●	●	●	●	●	●	●	●	
5. Развертывание	○	●	●	●	●	○	○	○	○	

ная база, охватывающая как можно больше существующих средств технологического обеспечения, и методика поиска наилучшего технологического решения, которое должно обеспечивать заданные параметры (форма, размеры, качество) поверхности. Методика поиска ТР должна включать в себя выбор в определенной последовательности составных элементов ТР, а именно: метода обработки, инструмента, материала рабочей части инструмента, схему базирования.

Для этих целей была разработана методика поиска ТР. Рассмотрим ее на примере выполнения цилиндрического отверстия по таким параметрам, как диаметр, длина, точность и шероховатость поверхности, которые в той или иной степени определяют выбор обработки, инструмента, его материала, схему базирования.

Одну и ту же поверхность можно изготовить различными способами. Так, например, отверстие можно выполнять резанием, абразивной обработкой, пластическим деформированием или используя электрофизикохимические методы. Известны такие способы резания, как сверление, рассверливание, высверливание, зенкерование и развертывание.

В основе поиска ТР лежит схема ее формирования (рисунок). Для выбора элементов ТР для выполнения отверстия с заданными параметрами необходимо знать их возможности, т. е. знать факторы, ограничивающие область применения каждого элемента, например, такие показатели, как форма, размеры, материал и качество поверхности заготовки, в некоторых случаях расположение изготавляемой поверхности. Например, при определении области использования процесса сверления диаметр

отверстия не должен превышать 30 мм, а конструкция заготовки не должна препятствовать свободному доступу сверла. Области применения элементов ТР зависят от точности размеров, расположения и шероховатости поверхности отверстия.

В табл. 1 знаком "+" отмечены рекомендуемые способы получения отверстий в соответствии с диапазоном требуемых диаметров на основании справочных данных [1, 2], которые, к сожалению, весьма противоречивы. В табл. 2 и 3 отмечены способы получения отверстий в соответствии с требуемой точностью его диаметра и шероховатостью поверхности: "●" — рекомендуются несколькими источниками, "○" — отдельными источниками с учетом особых условий.

Исходные данные для поиска ТР: параметры отверстия (диаметр, длина, точность, шероховатость поверхности), условия его обработки (форма, размеры, материал, качество поверхности заготовки, величина снимаемого припуска), средства технологического оснащения на данном предприятии.

Поиск ТР ведется следующим образом. Из всех способов обработки выбирают те, с помощью которых можно получить заданную форму поверхности детали. Из них отбирают способы, обеспечивающие заданный размер. Затем каждый из оставшихся способов исследуют на область применения для достижения заданной точности и шероховатости поверхности. Если такие способы отсутствуют, то переходят к поиску способов обработки заготовки за два рабочих хода.

Если есть возможность достижения требуемых параметров: диаметра, точности и шероховатости поверхности, то сопоставляют заданный припуск с рекомендуемым припуском для получения заданной точности и шероховатости с учетом материала заготовки. Если заданный припуск окажется больше, то этот способ обработки не подходит. Из оставшихся способов обработки следует выбрать лучший, т. е. с максимальной производительностью или минимальной себестоимостью.

Аналогично выбирается инструмент с учетом доступа к месту изготовления отверстия, заданного диаметра, длины, точности и шероховатости поверхности. Если выбранным инструментом нельзя

Рекомендуемые способы получения отверстий с требуемой шероховатостью поверхности

Способ	<i>Ra</i> по ГОСТ 2789—73																												
	0,08	0,1	0,125	0,16	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,8	1	1,25	1,6	2	2,5	3,2	4	5	6,3	8	10	12,5	16	20	25	32	40	50	80
1. Сверление										○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	●	●	●	●	●	●
2. Рассверливание										○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	●	●	●	●	●	●
3. Высверливание																			●	●	●	●	●	○	○	○	○	○	
4. Зенкерование										○	○	○	○	○	○	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	
5. Развертывание	○	○	○	○	○	○	●	●	●	●	●	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○							

обработать отверстие с заданной точностью или шероховатостью, то надо вернуться к забракованным способам обработки, выбрать другой и в соответствии с этим выбирать инструмент. Из нескольких вариантов конструкций сверла выбираются лучший по максимальной производительности или минимальной себестоимости. Таким же образом выбирается материал рабочей части инструмента и схема его базирования.

Пример. Найдем ТР для изготовления из заготовки с отверстием  $d_3 = 37$  мм из незакаленной стали 45 детали с отверстием  $d = 40^{+0,25}$  мм по 12-му квалитету, длиной  $l = 100$  мм и с параметром шероховатости  $Ra = 20$  мкм.

Из способов выполнения отверстий рассматриваются сверление, рассверливание, высверливание, зенкерование, развертывание.

Сначала определим способ для получения отверстия диаметром 40 мм. Так как заготовка уже имеет отверстие, то исключаются сверление и высверливание. Из оставшихся способов выберем те, которые обеспечивают точность диаметра не ниже 0,25 мм. Таким образом, остаются два способа, обеспечивающие заданную точность и шероховатость поверхности, зенкерование и развертывание. Однако при развертывании глубина резания не

превышает десятых долей миллиметра, а снимаемый припуск на сторону равен 1,5 мм, следовательно, остается зенкерование.

Инструмент выбираем из цельных и насадных зенкеров, конструкции которых позволяют получить требуемое отверстие с одинаковой производительностью, поэтому критерий выбора — минимальная себестоимость. А применение насадных зенкеров со вставными ножами из твердого сплава позволяет экономить дорогостоящий материал.

Из возможных вариантов базирования зенкера для  $l/d = 2,5$  выбираем консольную схему, которая обеспечивает заданные точность и шероховатость поверхности. Таким образом, технологическое решение найдено: зенкерование зенкером с твердосплавными ножами при консольной схеме базирования.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Краткий справочник металлиста / Под общ. ред. Е. А. Древаля, Е. А. Скородова. М.: Машиностроение, 2005. 906 с.
2. Справочник технолога-машиностроения / Под ред. А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова. Т 2. М.: Машиностроение, 1985. 656 с.

С. Г. КОМАИШКО, канд. техн. наук, Г. Н. КУЛИК, М. В. МОИСЕЙ, К. В. СУЗДАЛЬ, А. Ю. ТОНКОНОГ  
(ОАО "Дефорт", Санкт-Петербург),  
С. К. ПЛУЖНИКОВ, канд. техн. наук (ООО "Технолог", Санкт-Петербург), e-mail: defort@yandex.ru

## Гибридные технологии при производстве машиностроительных заготовок

Предложены экономичные технологии производства машиностроительных заготовок мелкосерийного производства.

**Ключевые слова:** мелкосерийное производство, заготовка, сварка, механическая обработка, гибридная технология.

Economical methods of the engineering part blanks manufacturing for small-scale production are proposed.

**Keywords:** small-scale production, part blank, welding, machining, hybrid technology.

Сварка получила широкое применение при производстве различных изделий, однако, как правило, ее используют в том случае, если другим способом изделие изготовить нельзя. Некоторые детали можно изготовить, не используя сварку, но при этом значительно возрастает их себестоимость. Поэтому были разработаны технологии изготовления этих деталей с применением сварки, но без потерь потребительских качеств изделий.

### Изготовление замков секций бурильной колонны

Для изготовления замков секций бурильной колонны требуются заготовки из высокопрочной ударостойкой стали 38ХН3МФА с размерами: внешний диаметр 340 мм, внутренний диаметр 200 мм, длина 540 мм. В случае крупносерийного производства такую деталь с центральным отверстием можно изготовить из трубы соответствующего размера с последующей термической и механической обработкой путем обтачивания и фрезерования. Однако производство таких труб экономически целесообразно только при большой партии изделий, а изготовление деталей такого типа, как правило, относится к мелкосерийному производству.

При мелкосерийном производстве заготовки деталей с центральным отверстием выполняют методом свободной ковки, при этом необходимо иметь ввиду, что детали не любого типоразмера можно изготовить таким способом. Это относится и к замкам секций бурильной колонны.

Получение данных деталей из заготовок, не имеющих центрального отверстия, т. е. только методами механической обработки на станках, неэкономично из-за большого количества отходов дорогостоящей стали, высокой трудоемкости и использования специального высокостойкого инструмента.

Фирма Franki Geotechniks (Бельгия) [1] использует секции буровых колонн с замками из цельных элементов — корпуса и втулки. Возможно, эти детали производятся в таком количестве, что целесообразно заказывать для этих целей трубный металлолопрокат, или они изготавливаются из сплошных заготовок, что маловероятно.

Известно применение сварки в тех случаях, когда по техническим или экономическим причинам невозможно изготовить деталь целиком [2]. Однако примеры такого использования сварки относятся к сварочно-ковочному производству, причем к крупносерийному, при котором изготовление штампов для свариваемых заготовок экономически оправданно. К тому же их размеры значительно меньше, чем размеры замков буровых колонн, для изготовления которых требуется горизонтально-ковочная машина большой мощности. Поэтому был разработан метод с использованием ковки и последующей сварки для изготовления заготовок (два элемента — корпус и втулка) с центральными отверстиями для замков буровой колонны из высокопрочной ударостойкой стали.

Заготовки, состоящие из двух элементов, сначала изготавливают ковкой в виде колец. При этом учитываются припуски для термической и механической обработок. Затем выполняют механическую обработку кромок будущих сварных соединений — точение торцов заготовок, обеспечивая при этом центрирование и расположение корня сварного шва за пределами чистовых размеров деталей — корпуса и втулки. Далее осуществляют сварку этих частей и получают заготовки корпуса и втулки, которые подвергают термической обработке (высокий отпуск). Затем выполняют механическую обработку до требуемых размеров деталей с гарантированным удалением корня сварного шва.

Предложенный метод изготовления замка секций буровой колонны экономичен и полностью обеспечивает требуемое качество изделия.

### Изготовление детали с параллельными глубокими отверстиями

Рассмотрим обработку деталей с параллельными глубокими отверстиями методом сборно-сварной конструкции. Глубокими считаются отверстия с отношением длины отверстия к его диаметру больше пяти. При обработке таких деталей можно использовать глубокое сверление, при котором де-

тали сообщают вращательное движение, а инструменту — продольную подачу, при этом он испытывает колебательные движения (следствие обработки). Сверление осуществляют инструментом двухстороннего резания, крайние точки режущих кромок которого в процессе колебательных движений совершают движение по окружности с центром на продольной оси инструмента. При этом частота колебаний равна четному числу полных периодов колебаний инструмента за один относительный оборот детали. Колебательные движения инструмента совершаются в плоскости, проходящей через его продольную ось и перпендикулярной дну образуемого отверстия. Однако если в детали имеется несколько параллельных глубоких отверстий разного диаметра, то использовать данный способ, выполняя каждое отверстие отдельно, невозможно, так как возникнет увод продольной оси каждого отверстия и, следовательно, параллельность отверстий нарушится. Предлагаемые в работе [3] способы предотвращения увода продольных осей отверстий, особенно глубоких, не дают требуемого результата. Такие же выводы можно сделать и по координатно-расточочной базе на координатно-расточных станках.

Для того чтобы осуществлять обработку таких деталей на имеющемся оборудовании, было предложено следующее. Заготовку разрезают в поперечном сечении и высверливают в каждой части с двух сторон соответствующие отверстия. Далее выполняют механическую обработку кромок будущего сварного соединения — точение торцов полученных частей с отверстиями, обеспечивая их центрирование. Собирают в одну деталь, вставляя в каждое отверстие центрирующие заглушки или втулки, длина которых превышает ширину сварного шва или боночку с торцевым отверстием для центрирования сверла. Вставные элементы размещают на стыке соединяемых частей, которые сваривают вместе с центрирующими заглушками (втулками, боночками) и выполняют термическую обработку в зависимости от материала заготовки. Затем центрирующие заглушки высверливают.

### Различные способы изготовления захваток для волочения труб и прутков

При производстве холоднодеформированных труб волочением после разрезания заготовки выполняется забивка концов трубы с помощью молота [4]. При этом неизбежны потери материала, которые составляют от 0,1 до 8 % в зависимости от размера трубы. Кроме того, для захвата трубы при изготовлении один конец делают коническим [5]. Наличие захватки обусловлено технологией изго-

тования труб и прудков и увеличивает издержки производства.

При производстве толстостенных труб сначала захватку выполняли механической обработкой. При этом в каждом третьем случае происходил обрыв, поэтому стали использовать заковку концов труб [6]. И механическая обработка, и заковка приводили к значительным потерям материала.

При изготовлении прутков волочением по технологии производства требуется заострение конца прутка, что также ведет к значительным потерям металла. Для уменьшения потерь и увеличения производительности используют бухтовый подкат — концы бухт сваривают между собой настыковочными машинами. Заострение конца прутка выполняется только при перестройке волочильного агрегата на новый размер. Кроме того, заострение концов фасонных профилей — сложная операция. Поэтому был разработан метод для уменьшения потерь при производстве труб и прутков.

Для этого трубы (прутки) исходного размера соединяют сваркой с трубой (прутком), выполненной в виде захватки. Захватку можно выполнить из менее дорогостоящего материала. Это позволяет сэкономить дорогостоящий материал и упростить изготовление заготовки захватки, так как можно использовать различные способы обработки — механическую, сочетание штамповки и механической обработки, штамповку методом выдавливания и т. д. Захватка может быть сплошной или иметь сквозное отверстие. Возможно резьбовое соединение захватки и трубы (прутка) исходного размера.

Предложенные методы изготовления заготовок для мелкосерийного машиностроительного производства позволяют уменьшить потери материала, и следовательно, снизить себестоимость изделия и упростить его изготовление.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. [www.franki-geotechnik.be](http://www.franki-geotechnik.be)
2. Атрошенко А. П., Федоров В. И. Металлосберегающие технологии кузнецко-штамповочного производства. Л.: Машиностроение, 1990. 279 с.
3. Обработка глубоких отверстий / Н. Ф. Уткин, Ю. И. Кижилев, С. К. Плужников и др. Под общ. ред. Н. Ф. Уткина. Л.: Машиностроение, 1988. 269 с.
4. Розов Н. В. Производство труб: Справочник. М.: Металлургия, 1974. 600 с.
5. Шевакин Ю. Ф., Глейберг А. З. Производство труб. М.: Металлургия, 1968. 440 с.
6. Многофункциональное устройство для заготовительных операций / С. Г. Комаишко, Г. Н. Кулик, К. В. Суздал и др. // Металлообработка. 2008. № 5 (47). С. 46—50.

Д. А. КОРОЛЕВ, В. Г. РОМАШИН, канд. техн. наук,  
 А. П. ШАДРИН, О. В. НЕПОВИННЫХ  
 (ФГУП "Обнинское НПП "Технология"),  
 В. А. РОГОВ, д-р техн. наук (РУДН, г. Москва), e-mail: korolyovda@gmail.com

## Использование адаптивной системы управления приводом перемещения инструмента при механической обработке

Представлена система адаптивного управления приводом перемещения инструмента, алгоритм ее реализации и результаты практического применения.

**Ключевые слова:** система адаптивного управления, система ЧПУ, механическая обработка, обтекатель, керамика.

In the paper the adaptive control system of the tool transfer drive, algorithm of its realization, and results of practical use presented.

**Keywords:** adaptive control system, NC system, machining, cowling, ceramics.

В современном машиностроении широкое применение получили специальные стали: маломагнитные, хладостойкие, жаропрочные и другие стали, обработка которых существенно отличается от обычных. Сегодня предъявляются особые требования к качеству поверхностного слоя обработанных деталей, например, к остаточной деформации, напряжениям, отсутствию в них микротрешин. Многие детали изготавливают из композиционных материалов, в состав которых могут входить различные матрицы и наполнители. Нередко деталь имеет сложную форму, сочетающую в себе различные фасонные поверхности с малой жесткостью, например тонкостенные оболочки.

При обработке керамических деталей в виде оболочек двойной кривизны необходимо обеспечивать параметр  $R_a$  шероховатости поверхности не более 1 мкм и точность линейных размеров не ниже 7-го квалитета. Для этого

при обработке необходим контроль таких параметров, как рабочая подача инструмента и глубина резания. Это обеспечивает создание системы адаптивного управления (САУ) [1]. Указанные параметры можно контролировать двумя датчиками линейного перемещения инструмента, например датчиками Spherosyn SP фирмы Newall (Великобритания). Принцип работы датчиков основан на электромагнитной индукции. Блок-схема управления САУ перемещением приведена на рис. 1.

### Структурная схема установки системы адаптивного управления приводом перемещения инструмента

Сигнал с выходов датчиков поступает на вход платы обработки сигналов. По данному сигналу корректируется управляющая программа. На рис. 2 приведена структурная схема установки системы адаптивного управления приводом перемещения инструмента, в таблице представлена номенклатура используемого оборудования.

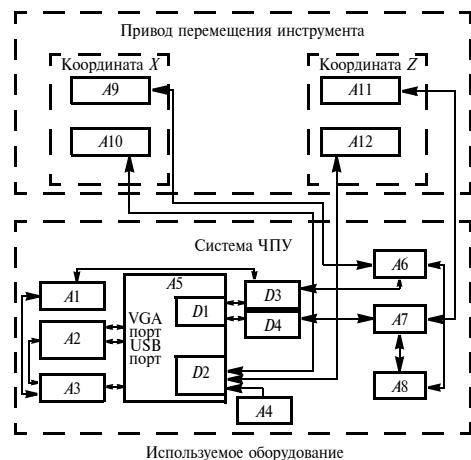
Основой данного устройства является система числового программного управления (СЧПУ) класса PCNC (Personal Computer Numerical Control) с компьютером в качестве терминала. В со-

став структурной схемы также входят контроллеры управления перемещением и сбором измерительной информации на базе шины PCI, серводвигатели и системы контроля линейного перемещения.

Состав СЧПУ:

промышленный компьютер на базе персонального компьютера Advantech IPC-510 для отработки заданий по перемещению и позиционированию координат, съема измерительной информации, расчета программ обработки изделий, оценки работоспособности и выдачи рекомендаций по неисправностям установки с отображением на графическом дисплее его состояния;

плата импульсного управления сервоприводами PCI-1240U для передачи импульсов на сервоусилители, для управления пе-



Поз. на рис. 2	Наименование (обозначение)	Кол.
A1	Источник питания (Mean Well 24 В, 1 А)	1
A2	Устройство отображения информации	1
A3	Источник бесперебойного питания (Smart UPS 750)	1
A4	Источник питания (Mean Well 5 В, 3 А)	1
A5	Компьютер (IPC-510)	1
A6	Сервоусилитель (MR-J2S-350A)	1
A7	Сервоусилитель (MR-J2S-350A)	1
A8	Трансформатор (ТТП-2000)	1
A9	Серводвигатель (MR-J2S-70A)	1
A10, A12	Датчики линейных перемещений (Newall)	2
A11	Серводвигатель (MR-J2S-70A)	1
D1	Плата управления сервоприводами (PCI-1240U)	1
D2	Плата управления датчиками (PCI-1784)	1
D3, D4	Клеммные адаптеры (Adam-3952)	2

Рис. 2. Структурная схема установки системы адаптивного управления приводом перемещения инструмента

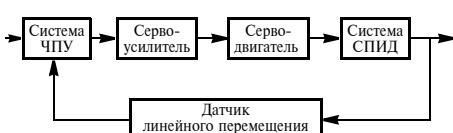


Рис. 1. Блок-схема САУ перемещением инструмента

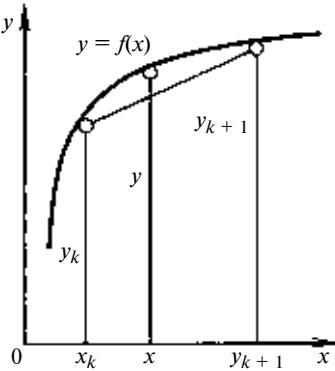


Рис. 3. Графическая интерпретация алгоритма линейной интерполяции

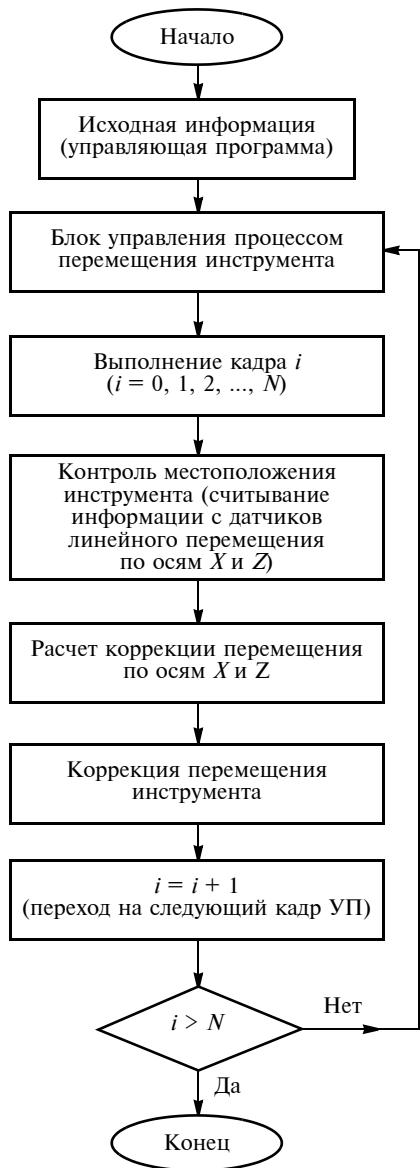


Рис. 4. Алгоритм работы САУ

ремещением инструмента по четырем координатам;

плата обработки сигналов с датчиками линейного перемещения PCI-1784 для контроля и относительного, и абсолютного положения координат;

сервоусилители Mitsubishi для управления вращением серводвигателей (силовая часть приводов);

силовые трансформаторы, источники питания, системы бесперебойного питания, стабилизаторы.

Привод инструмента имеет управление по осям  $X$  и  $Z$ : для координат по оси  $X$  используют серводвигатель фирмы Mitsubishi (Япония) и датчик линейных перемещений фирмы Newall (Великобритания) (диапазон измерений 700 мм, погрешность  $\pm 1$  мкм); для координат по оси  $Z$  используют серводвигатель и датчик линейных перемещений (диапазон измерений 3048 мм, погрешность  $\pm 3$  мкм).

#### Алгоритм работы системы адаптивного управления

Управление перемещением инструмента по координатам  $X$  и  $Z$  осуществлялось с помощью специальной платы — осевого импульсного управления сервоприводами и шаговыми двигателями PCI-1240U. При обработке использовался режим линейной интерполяции. Контур обрабатываемой детали аппроксимировался уравнением первого порядка (рис. 3) [2]. Функция  $f(x)$ , описывающая контур детали, представлялась в виде массива координат отрезков прямых линий  $[x_k, y_k]$ . Шаг зависит от кривизны функции  $f(x)$ .

На вход СЧПУ поступает файл управляющей программы в виде массива координат отрезков прямых линий  $[x_k, y_k]$ . В процессе работы установки с датчиков линейного перемещения  $X$  и  $Z$  снималась информация в крайних точках этих отрезков и сравнивалась с заданными значениями. Далее выполнялся расчет необхо-

димой коррекции и осуществлялась коррекция перемещения инструмента. Алгоритм работы САУ представлен на рис. 4.

#### Применение системы адаптивного управления

Применение САУ рассмотрим на примере механической обработки обтекателя летательного аппарата — детали типа оболочки вращения. Параметры обтекателя: высота 700 мм; диаметр основания 300 мм. Форма обтекателя — поверхность второго порядка, представляет собой сочетание нескольких различных поверхностей [3]. Материал обтекателя — кварцевая керамика  $\text{SiO}_2$ . Показатели точности: отклонение по толщине стенки не более 0,02 мм; отклонение формы наружного контура не более 0,5 мм.

Схема механической обработки обтекателя — круглого наружного шлифования (рис. 5) [4]. Параметры режима обработки:  $v_{kp}$  — окружная скорость круга, м/с;  $v_d$  — окружная скорость детали, м/мин;  $S$  — продольная подача, мм/мин;  $t$  — глубина резания, мм;  $D$  — диаметр круга;  $d$  — диаметр детали;  $L$  — длина детали. Обработка выполнялась плоским алмазным шлифовальным

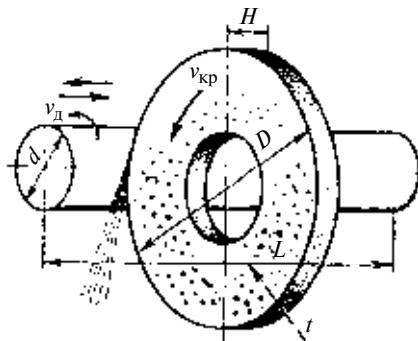


Рис. 5. Схема круглого наружного шлифования с продольной подачей



Рис. 6. Схема базирования заготовки обтекателя

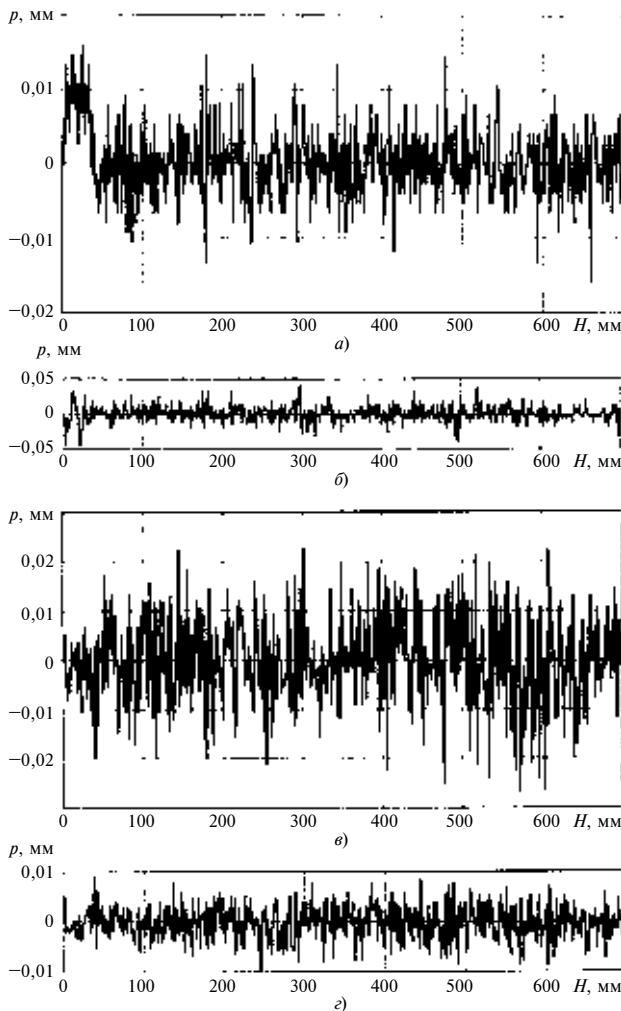


Рис. 7. Изменение повторяемости  $p$  выполнения управляющей программы по координатам  $X$  (а, б) и  $Z$  (в, г) без САУ (а, в) и с применением САУ (б, г)

кругом прямого профиля (форма 1A1 по ГОСТ 16167—90, связка — металлическая М2-01); зернистость 160/125. Износ и форма профиля шлифовального круга учитывались при обработке. В качестве СОЖ использовали чистую воду.

Заготовку устанавливали на оправку для обработки наружной поверхности и базировали по схеме, представленной на рис. 6. Режим обработки:  $v_{kp} = 60 \text{ м/с}$ ;  $v_d = 100 \text{ м/мин}$ ; подача  $S = 25 \text{ мм/мин}$ ;  $t = 0,2 \text{ мм}$ .

На рис. 7 представлены результаты повторяемости выполнения управляющей программы установкой по координатам  $X$  и  $Z$  без САУ и с применением САУ, а на рис. 8 — изменение погрешностей выполнения по координатам

$X$  и  $Z$  ( $H$  — длина измеряемой поверхности, мм).

Анализ полученных результатов показал, что повторяемость  $p$  выполнения управляющих программ при применении САУ улучшилась в 2 раза. При этом повысилась точность обработки, колебание значений диаметра по высоте заготовки (оси  $X$ ) уменьшилось с 0,02 мм до 0,004 мм, а по оси  $Z$  в результате вносимой корректировки удалось избавиться от накапливаемой погрешности.

Предложенную схему адаптивного управления можно использовать на токарных станках 1М63 и РТ663, оснащенных системой ЧПУ класса PCNC. Испытания показали, что она обеспечивает стабильность геометрических размеров с погрешностью не более

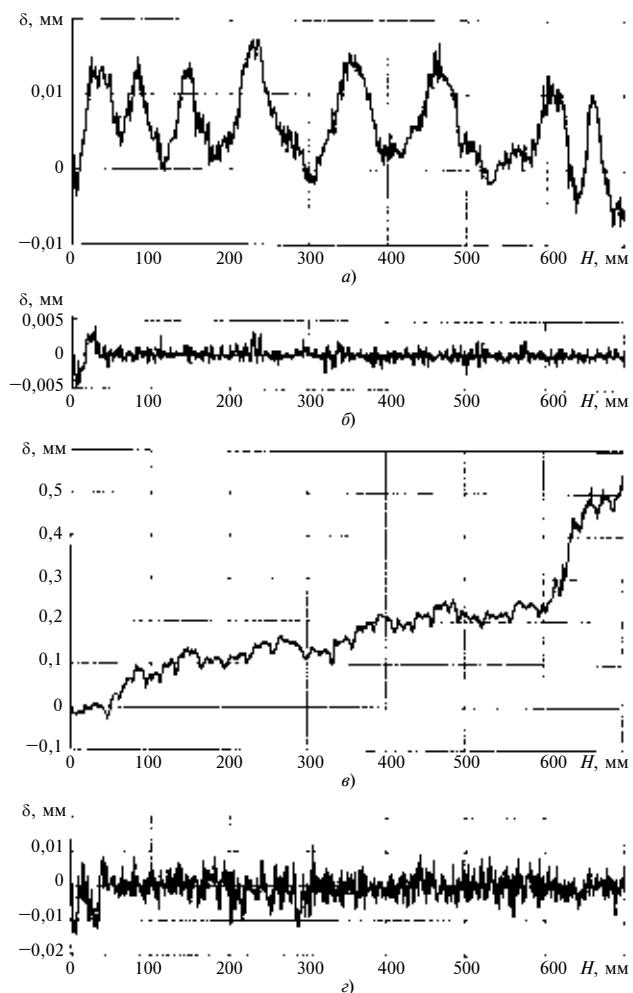


Рис. 8. Изменение погрешности  $\delta$  выполнения управляющей программы по координатам  $X$  (а, б) и  $Z$  (в, г) без САУ (а, в) и с применением САУ (б, г)

±0,005 мм независимо от колебаний размера припуска на обработку, кривизны обрабатываемой поверхности, износа инструмента.

Разработанный алгоритм работы программы управления позволил создать установку для механической обработки с САУ перемещением инструмента.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- Фомин В. Н. Некоторые общие принципы построения адаптивных систем управления // Соросовский образовательный журнал. 1996. № 12. С. 102—108.
- www.exponenta.ru
- Дружинский И. А. Сложные поверхности: Справочник. Л.: Машиностроение, 1985. 263 с.
- Маслов Е. Н. Теория шлифования материалов. М.: Машиностроение, 1974. 320 с.

М. М. СИМОНЯН, В. А. БАЛАЯН, кандидаты технических наук, К. С. КОЧАРЯН  
(Филиал ГИУ Армении, г. Ванадзор, Республика Армения), e-mail:balvolodya@yandex.ru

## Влияние адгезии на работоспособность твердосплавного инструмента при выходе из зоны резания с нулевой толщиной среза

Рассмотрено влияние адгезии на работоспособность твердосплавного инструмента при выходе режущего клина из зоны резания с нулевой толщиной среза.

**Ключевые слова:** твердосплавный инструмент, адгезия, точение.

The influence of adhesion upon the working capacity of the cemented-carbide tool at the exit of cutting wedge from the cutting zone with zero shear thickness is considered.

**Keywords:** cemented-carbide tool, adhesion, turning.

В современном машиностроении при обработке материалов большую долю составляет прерывистое резание: строгание, прерывистое точение, фрезерование и т. д. Особенностью прерывистого резания является чередование рабочих и холостых ходов, сопровождающееся переходными процессами как при врезании, так и при выходе инструмента из контакта с обрабатываемым материалом. Эти процессы, создавая циклические воздействия силового и теплового характера на хрупкий инструментальный материал, приводят к его интенсивному изнашиванию и разрушению. Фрагменты осциллограмм изменения температуры и характерные зависимости изменения силы резания во времени при прерывистой обработке [1, 2] приведены на рис. 1. При прерывистой обработке пластичных материалов большое влияние на стойкость инструмента оказывают также адгезионные явления, зависящие от многочисленных факторов, в том числе и от характеризующих прерывистость процесса резания [3].

Исследованиями в области прерывистого резания [4, 5 и др.] установлено, что при работе по схеме встречного фрезерования имеет место налипание стружки на рабочие поверхности инструмента при его выходе из обрабатываемого материала. При последующем врезании режущего клина с налипшей стружкой она отрывается от рабочих поверхностей инструмента и при прочности адгезионной связи, превышающей прочность инструментально-

го материала, происходит интенсивное изнашивание режущего клина. Известно, что прочность адгезионной связи во многом зависит от ее температуры как в процессе резания, так и в конце холостого хода инструмента. Этим, в основном, и объясняется [6] вредное воздействие адгезионных (застойных) явлений на стойкость инструмента при прерывистом резании. С учетом сказанного выше предлагается ряд способов уменьшения адгезионной связи между стружкой и поверхностью режущего клина, в частности рекомендуется попутное фрезерование [6], при котором толщина стружки изменяется от максимума на входе до минимума на выходе, что влечет за собой минимизацию площади контакта стружки с поверхностями режущего клина на выходе из обрабатываемого материала.

На наш взгляд, объяснение износа рабочих поверхностей твердосплавных инструментов адгезионным налипанием стружки односторонне и не отражает полностью механизм разрушения режущего клина при прерывистом резании. Проведенные авторами исследования прерывистого резания свидетельствуют о наличии более сложного механизма разрушения, особенно проявляющегося при переходных процессах врезания и выходе режущего инструмента. Осциллограммы врезания режущего клина с налипшей стружкой показывают возрастание силы удара от 2 до 4 раз, что повышает вероятность разрушения режущего лезвия в момент врезания. В настоящее время опубликовано очень мало результатов исследований о влиянии адгезионных явлений на стойкость твердосплавного инструмента при его выходе из обрабатываемого материала с нулевой толщиной среза.

Поэтому авторами была поставлена задача: исследовать влияние адгезионных (застойных) явлений и тепловых колебаний на работоспособность инструмента при его выходе из контакта с обрабатываемой заготовкой с нулевой толщиной среза при отсутствии удара при врезании. Для анализа адгезионных процессов был проведен ряд экспериментов с обработкой составных заготовок из стали 45 и чугуна СЧ20 твердосплавными инструментами из сплава Т15К6 на станке мод. 16К20 (рис. 2, на обл.). Условия проведения сравнительных экспериментов представлены в таблице.

Осциллограммы процесса врезания по приведенным схемам прерывистого точения показывают, что в момент входа инструмента в обрабаты-

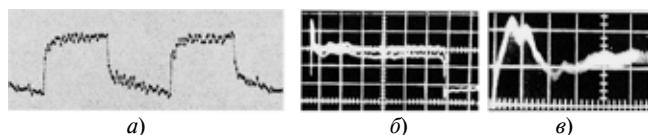


Рис. 1. Фрагменты осциллограмм изменения температуры (a) и силы резания (b, в) во времени при прерывистом точении (a) и строгании (б, в):  
а — интервал 7,5 мс; б — 1 дел. — 50 мс; в — 1 дел. = 2,5 мс

Параметр обработки	Непрерывная обработка с выходом по чугуну и стали	Прерывистая обработка с выходом по чугуну
Время рабочего хода $t_{раб}$ , с	8,36 (7,6 + 0,76)	
Время холостого хода $t_{хол}$ , с	—	0,76
Длина резания $l_{рез}$ , м Путь резания на проход $L$ , м	5,5 (5 + 0,5) 110 (100 + 10)	

ваемый материал имеет место плавное изменение составляющих  $P_x$ ,  $P_y$ ,  $P_z$  силы резания, т. е. ударный "всплеск" силы резания отсутствует.

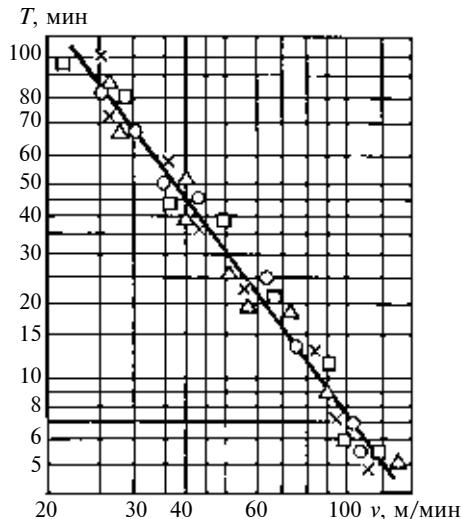
Обработку по схемам I и II (см. рис. 2) осуществляли с выходом по чугуну с той разницей, что в первом случае резание чередовалось с холостым ходом клина. В обоих случаях на клин действуют термо механические переменные нагрузки, причем в первом случае стружкообразование прерывистое и резание чередуется с холостым ходом, во втором — стружкообразование непрерывное. При проходе по чугуну стружкообразование по стали нарушается, развитие нарости прерывается и образуется элементная стружка или стружка надлома, которая, развиваясь, удаляет стальную стружку в горячем состоянии, не причиняя вреда режущему лезвию. При этом на режущей кромке образуется нарость из мелких порошкообразных частиц обработанного чугуна [7]. При повторном врезании в стальную заготовку чугунный нарост с режущей части легк срывается и частично растирается по граням клина, что способствует снижению трения и уменьшению износа контактирующих поверхностей. Графитовые частицы, образующиеся при резании чугуна, могут служить твердой смазкой для трущихся поверхностей [7].

Анализ состояния режущих клиньев при схемах обработки, приведенных на рис. 2, I и II, показывает, что после  $L = 330$  м при выходе режущего клина из контакта по чугуну рабочие поверхности резца с чугунным наростом имеют неявные следы износа. Образование и удаление налипших частиц чугуна не оказывает заметного влияния на состояние поверхностей режущего клина. Поэтому стойкости инструментов после  $L = 880$  м оказались, в среднем, равными. Установлено, что при выходе инструмента по чугуну (наличие холостого хода) прерывистая обработка существенно не влияет на стойкость режущего клина. На рис. 2, II приведены также микрофотографии клиньев с налипшими чугунными наростами, удаление которых не оказывает существенного влияния на состояние рабочих граней клина: изнашиваются лишь поверхности клина, свободные от налипших частиц. При обработке такой же составной заготовки по схеме, при-

веденной на рис. 2, III, установлено, что до выхода режущего клина из зоны резания при его движении по стальной детали образуется нарость из стали, который сохраняется и после выхода инструмента из зоны резания с нулевой толщиной среза. В отличие от чугунного нароста стальной нарост в начале очередного прохода при удалении уносит с собой крупные частицы твердого сплава, и при обработке по этой схеме хрупкому разрушению подвергаются обе грани режущей кромки клина. Следует отметить, что термин "нарост" использован авторами на основании определения, данного в работе [4]: "Наростом в настоящее время называют всякое образование на поверхности одного тела из вещества другого, соприкасающегося с ним тела". Можно полагать, что такое различие в топографиях износов и стойкостей (см. рис. 2, III) обусловлено не только родом обрабатываемого материала на выходе клина из зоны резания (процесс имеет место и при обработке по схеме на рис. 2, II, когда застойная зона, образующаяся при обработке стальной детали, очищается и нарость удаляется в горячем состоянии стружкой чугуна), но и явно высокой температурой на выходе и временем охлаждения между очередными проходами, когда температура рабочих поверхностей клина в зоне контакта с адгезионными образованиями заметно снижается, усиливая адгезионную связь [8, 9].

Для акцентированного исследования влияния температуры на прерывистый процесс обработки аналогичные опыты проводили и при более высоких скоростях резания ( $v = 102$  м/мин). Обрабатывали составные заготовки из СЧ20 и стали 45 на режимах непрерывного и прерывистого резания и цельную заготовку (болванку) из стали 45. При обработке всех заготовок путь резания (без учета толщины чугунных колец  $\delta = 0,7$  мм) был выбран одинаковым. Как видно из приведенных данных, наличие чугунных колец при непрерывном и прерывистом резании, оказывающих одновременно очищающее и смазывающее действие, способствует снижению интенсивности изнашивания, а тепловые колебания на рабочих поверхностях инструмента при этом не оказывают существенного влияния на его работоспособность (рис. 3, а, б, на обл.). При обработке стальной заготовки процесс резания представляет собой трение чистых металлических поверхностей при отсутствии окисных пленок и смазки. В этом случае интенсивность схватывания, а следовательно, и изнашивания велика (рис. 3, в).

Исследования влияния термоциклических воздействий на работоспособность твердосплавных инструментов в процессе прерывистого точения кольцевых заготовок с варьированием длин путей и режимов резания, длительностей рабочих и холостых ходов и их отношений  $t_{p,x}/t_{x,x}$ ,  $t_{p,x}/(t_{p,x} + t_{x,x})$ , а также с изменением числа циклов "нагружение—разгружение" при постоянной длине обработки по-



**Рис. 4.** Зависимости стойкости  $T$  инструмента из твердого сплава ВК8 от скорости  $v$  резания при непрерывном (○) и прерывистом точении чугуна СЧ18 при длительности холостого хода  $t_{x,x} = 1,25$  с ( $\Delta$ ),  $0,1$  с ( $\times$ ) и  $0,08$  с ( $\square$ ):  $t = 1$  мм;  $S = 0,25$  мм/об;  $\gamma = 12^\circ$ ;  $\alpha = 6^\circ$ ;  $\phi = 45^\circ$

казали, что при прерывистой обработке серых чугунов, когда влияния ударных и адгезионных явлений на стойкость инструмента отсутствуют (или проявляются слабо), разницы между стойкостями несущественны. Также было установлено, что разница между стойкостями инструментов при непрерывном и прерывистом резании чугунов с различными режимами резания несущественна независимо от длительностей рабочих и холостых ходов (рис. 4).

Эксперименты по изучению влияния адгезии на стойкость инструмента в условиях интенсивного наростообразования и при наличии ударных воздействий проводили при попутном фрезеровании стальных и составных заготовок однозубой торцевой фрезой ( $D = 100$  мм) с выходом через чугунную накладку и изменением толщины стружки от максимума до нуля (рис. 5, на обл.). По такой же схеме проводили попутное фрезерование стальной заготовки без чугунной накладки. Для обеспечения выхода зуба через чугунную накладку непосредственно с первого захода заготовке предварительно придали форму, представленную на рис. 5, в.

Результаты сравнительных испытаний показали, что стойкости инструментов при обработке двух отмеченных видов заготовок несравнимы. Как видно из рис. 5, при обработке стальной заготовки при  $L = 392,5$  м режущий клин инструмента подвергается хрупкому разрушению в результате адгезионного схватывания с последующими вырывами крупных частиц твердого сплава.

При обработке составной заготовки адгезионные образования в конце участка резания по стали удаляются чугунной накладкой, вместе с тем благодаря "смазывающему" свойству чугуна предотвращается хрупкое разрушение режущего клина.

Как видно из рис. 5, рабочие поверхности режущего клина при обработке составной заготовки на пути резания  $L = 1570$  м имеют незаметные следы износа, в то время как контактные поверхности инструмента с выходом без чугунной накладки, по сравнению с предыдущим инструментом имеют значительные следы хрупкого разрушения при  $L = 392,5$  м. Сравнение экспериментальных данных показало, что при одинаковых условиях попутного фрезерования с выходом твердосплавного клина с нулевой толщиной среза стойкость фрезы при обработке комбинированной заготовки значительно выше стойкости фрезы при обработке стальной заготовки. Этот факт свидетельствует о значительном воздействии адгезии на стойкость твердосплавного инструмента, даже при выходе режущего клина из обрабатываемого материала с нулевой толщиной стружки.

Проведенные исследования показали, что влияние адгезионных (застойных) явлений на работоспособность твердосплавных инструментов, при прочих равных условиях в значительной степени зависит как от продолжительности рабочих и холостых ходов и их соотношений, так и от температуры адгезионного шва (результаты в статье не приводятся).

#### Выводы

- Установлено, что при прерывистой обработке стальных заготовок адгезионные явления оказывают существенное влияние на стойкость твердосплавного инструмента даже при выходе из зоны резания с нулевой толщиной среза.

- В процессе резания серого чугуна при отсутствии ударных нагрузок, температурных перепадов на контактных поверхностях твердосплавного инструмента и изменении циклов нагружения в широком диапазоне хрупкого разрушения режущего клина не происходит, а стойкости инструментов, работающих при одинаковых режимах прерывистого и непрерывного точения, особенно не отличаются.

- Установлено, что при прерывистом точении стальных кольцевых заготовок, когда ударные нагрузки отсутствуют, на фоне тепловых воздействий превалирующее влияние на работоспособность твердосплавного инструмента оказывают адгезионные явления.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- Симонян М. М.** О некоторых явлениях переходного периода процесса прерывистого резания при врезании инструмента в заготовку // Вестник машиностроения. 2005. № 10. С. 50–52.
- Симонян М. М., Кочарян К. С.** Сборный резец. Промышленная собственность. Официальный бюллетень. Ереван: 2009. № 3 (59) (патент РА №2253 А). 96 с.

Ф. В. КИРЮХАНЦЕВ-КОРНЕЕВ, канд. техн. наук (НИТУ МИСиС),  
Н. А. ШИРМАНОВ, канд. техн. наук (Ульяновский ГТУ),  
А. Н. ШЕВЕЙКО, Е. А. ЛЕВАШОВ, д-р техн. наук, М. И. ПЕТРЖИК, канд. техн. наук,  
Д. В. ШТАНСКИЙ, д-р физ.-мат. наук (НИТУ МИСиС), e-mail:pas-shirmanov@yandex.ru

## Наноструктурированные износостойкие покрытия для металлорежущего инструмента, полученные методами электродугового испарения и магнетронного распыления<sup>1</sup>

Проведено сравнительное исследование структуры и свойств покрытий TiN, Ti-Si-N, Ti-Al-Si-N, Ti-Cr-Si-N, Ti-Zr-Si-N, Ti-B-N, Ti-Cr-B-N и Ti-Si-B-N, полученных с помощью реакционного электродугового испарения и магнетронного распыления мишней Ti, TiSi, TiAl, TiCr, TiZr, TiBN, TiCrB и TiSiB. Испытания режущего инструмента с этими покрытиями на операциях сверления, точения и фрезерования сталей показали повышение стойкости от 5 до 20 раз по сравнению с инструментом без покрытия.

**Ключевые слова:** наноструктурированные покрытия, механические свойства, структура, режущий инструмент, процесс резания, работоспособность, обработка сталей.

A comparative analysis of structural and properties of the coating TiN, Ti-Si-N, Ti-Al-Si-N, Ti-Cr-Si-N, Ti-Zr-Si-N, Ti-B-N, Ti-Cr-B-N, and Ti-Si-B-N, derived with the help of the reactive arc-heating evaporation and magnetron spraying of Ti, TiSi, TiAl, TiCr, TiZr, TiBN, TiCrB, and TiSiB targets, has been carried out. The test of cutting tool with these coatings on the operations of drilling, turning, and milling have shown the durability enhancement from 5 to 20 times as compared with tool without the coating.

**Keywords:** nanostructured coatings, mechanical properties, structure, cutting tool, cutting process, working-capacity, steels treatment.

В настоящее время основная доля металлорежущего инструмента выпускается с упрочняющими покрытиями. Наибольшее распространение получили покрытия на основе тугоплавких соединений титана, такие как TiN, TiCN, TiAlN, TiCrN. Перспективным является введение в состав покрытий добавок Si и B, что приводит к формированию нанокомпозиционной структуры покрытий, увеличению их твердости и износостойкости, термической стабильности и стойкости к высокотемпературному окислению [1–4]. За последние 10 лет были разработаны различные многокомпонентные наноструктурные покрытия систем Ti-B-N [3], Ti-Si-N [2], Ti-Si-C-N [5], Ti-Al-B-N [6], Ti-Al-Si-B-N [4], Ti-Cr-B-N [3, 7] и др. Исследования наноструктур-

ных покрытий новых составов обычно сводятся к определению их структуры, механических и трибологических характеристик; при этом недостаточно внимания уделяется испытаниям инструмента с ними в реальных промышленных условиях.

При нанесении покрытий на инструмент наряду с технологией химического осаждения (CVD) все чаще используют технологии физического осаждения (PVD), такие как электродуговое испарение и магнетронное напыление. Среди неоспоримых преимуществ методов PVD следует выделить простоту управления составом покрытий путем варьирования составов катодов и реакционной среды, обеспечение высокой адгезионной прочности покрытий в результате формирования псеводиффузионных слоев, незначительный нагрев инструмента, отсутствие токсичных и агрессивных соединений в технологии осаждения покрытий.

<sup>1</sup> Работа выполнена при финансовой поддержке Федерального агентства по науке и инновациям (ГК 02.513.12.3091) и Министерства образования и науки Российской Федерации (ГК 02.740.11.0859).

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 62)

3. Симонян М. М., Навоян М. О., Kocharyan K. S. Влияние ударных воздействий и адгезионных явлений на стойкость твердосплавного инструмента в прерывистом резании // Вестник машиностроения. 2006. № 9. С. 67–69.

4. Подураев В. Н. Резание труднообрабатываемых материалов. М.: Высшая школа, 1974. 590 с.

5. Бобров В. Ф. Основы теории резания металлов. М.: Машиностроение. 1995. 138 с.

6. Андреев Г. С. Влияние тепловых и адгезионных явлений на работоспособность твердосплавного инстру-

мента при прерывистом резании // Вестник машиностроения. 1974. № 10. С. 71–74.

7. Макаров В. Ф., Анисимов К. С. Исследование напряженного состояния режущих кромок зубьев протяжки в процессе наружного протягивания. НТРР // www.ToolS.ru.com.

8. Шустер Л. Ш. Адгезионное взаимодействие твердых металлических тел. Уфа: Гилем, 1999. 198 с.

9. Карапетян Ю. Г. Особенности несимметричного торцевого фрезерования труднообрабатываемых материалов // Оптимизация режимов резания. Ереван: Издво АН Арм ССР, 1977. Вып. V. С. 95–101.

Целью настоящей работы является сравнительное исследование структуры и механических характеристик покрытий TiN, Ti-Si-N, Ti-Al-Si-N, Ti-Zr-Si-N, Ti-B-N, Ti-Cr-B-N, Ti-Si-B-N, получаемых методами электродугового испарения и магнетронного распыления, а также определение режущих свойств инструмента с покрытиями на операциях точения, сверления и фрезерования сталей.

### Материалы и методы исследований

Для нанесения покрытий TiN, Ti-Si-N, Ti-Al-Si-N, Ti-Cr-Si-N, Ti-Zr-Si-N методом электродугового испарения были использованы литые из Ti, TiAl, TiSi и составные из TiCr, TiZr катоды. Покрытия осаждали на установке "Булат-6Т", оснащенной системой магнитной фокусировки плазменного потока, при действии всех трех дуговых источников. Пересчитанные составы катодов приведены в табл. 1. Покрытия осаждали в среде азота при следующих условиях: ток дуги 110 А; расстояние между подложкой и катодом-мишенью 360 мм; давление в вакуумной камере  $0,39 \div 0,56$  Па; температура подложки  $500 \div 550$  °C; напряжение смещения  $200 \div 220$  В. Перед нанесением покрытий проводили ионную очистку подложек при остаточном давлении  $6,65 \cdot 10^{-3}$  Па, токе дуги 110 А и напряжении смещения  $-1,1$  кВ в течение  $10 \div 15$  мин.

Для осаждения многокомпонентных наноструктурных покрытий Ti-B-N, Ti-Cr-B-N и Ti-Si-B-N использовали комбинированный метод магнетронного напыления при одновременной ионной имплантации, обеспечивающий высокую адгезионную прочность покрытия [8, 9]. Мишени Ø120 мм для распыления были изготовлены методом самораспространяющегося высокотемпературного синтеза (СВС) с использованием экзотермических смесей порошков Ti, Cr, B, Si и BN. Пересчитанные составы мишеней приведены в табл. 1. Покрытия осаждали при следующих условиях: расстояние между подложкой и мишенью 90 мм; общее давление в вакуумной камере 0,2 Па; напряжение смещения  $-20$  В; температура подложки 250 °C. Имплантацию ионами титана проводили при ускоряющем напря-

жении 35 кВ в течение первых 10 мин осаждения покрытия. Мишени из TiCrB и TiSiB распыляли при парциальном давлении азота, равном 15 %, а из TiBN — при 10 % от общего (см. табл. 1).

В качестве подложек использовали сверла Ø6,8 мм из быстрорежущей стали Р6М5 и многогранные неперетачиваемые пластины из твердого сплава ВК6М (форма SNGN-120408 — для точения, SNGN-120412 — для фрезерования).

Структуру покрытий исследовали методами просвечивающей и растровой электронной микроскопии (ПЭМ и РЭМ) на приборах Hitachi-9000NAR и Jeol JSM-6700F. Рентгеноструктурный анализ (РСА) покрытий выполняли на дифрактометре фирмы Bruker с использованием ( $\text{CuK}\alpha$ -излучения). Остаточные напряжения определяли методом  $\sin^2\psi$ . Профили распределения элементов по глубине были получены на приборе Profiler 2 (Horiba Jobin Yvon, Франция) с использованием метода оптической эмиссионной спектроскопии тлеющего разряда (ОЭСТР).

Измерения твердости, модуля упругости, упругого восстановления, адгезионной прочности наноструктурированных покрытий проводили с использованием метрологического комплекса испытательной лаборатории функциональных поверхностей НУЦ СВС. Применили аттестованные методики: наноиндентирование на приборе Nano Hardness Tester (CSM Instruments, Швейцария); измерение критической нагрузки ( $L_c$ ), при которой происходит отслаивание участков покрытия при царапании алмазным конусом при непрерывно нарастающей нагрузке, на приборе Revetest (CSM Instruments, Швейцария) [10]. Прочность покрытий, полученных магнетронным напылением, измеряли при нагрузке 4 мН. Для катодно-дуговых покрытий нагрузка составляла 1200 мН для уменьшения влияния включений капельной фазы на поверхности. Твердость измеряли микротвердомером, оснащенным индентором Кнутса, при нагрузках 500 и 1000 мН.

Характеристики процессов резания и работоспособность режущего инструмента (РИ) с разработанными покрытиями оценивали при продольном точении, торцевом фрезеровании и сверлении

Составы мишеней и покрытий

Покрытие	Концентрация элементов в мишенях, ат. %	Концентрация элемента в покрытии, ат. %						
		Ti	Cr	Al	Zr	Si	B	N
TiN	100Ti	50,8	—	—	—	—	—	49,2
Ti-Si-N	96Ti, 4Si	48,2	—	—	—	1,5	—	50,3
Ti-Cr-Si-N	84Ti, 11Cr, 4Si	33,5	15,5	—	—	1,0	—	50,0
Ti-Al-Si-N	73Ti, 23Al, 4Si	35,4	—	13,9	—	1,2	—	49,5
Ti-Zr-Si-N	88Ti, 8Zr, 4Si	39,1	—	—	12,7	1,5	—	46,7
Ti-B-N	44Ti, 28B, 28N	45,5	—	—	—	—	31,2	23,3
Ti-Cr-B-N	51Ti, 14Cr, 35B	35,8	16,2	—	—	—	27,9	20,1
Ti-Si-B-N	28Ti, 55B, 17S	21,7	—	—	—	20,7	43,3	14,3

Геометрия режущего инструмента и параметры процесса резания

Операция	Геометрия РИ	Обрабатываемый материал	Скорость резания $v$ , м/мин	Подача $S$ , мм/об (мм/зуб — фрезерование)	Глубина резания, мм	СОЖ
Точение	$\gamma = -5^\circ, \alpha = 5^\circ, \varphi = 45^\circ, \varphi_1 = 45^\circ, \lambda = 0, r = 0,8$ мм	30ХГСА 12Х18Н10Т	200÷260 120÷160	0,3 0,3	0,5 0,5	Нет
Сверление	$\alpha = 15^\circ, 2\varphi = 120^\circ, \psi = 50^\circ, \omega = 24^\circ$	30ХГСА 12Х18Н10Т	26÷43 13÷21	0,08 0,08	Глубина сверления — 30 мм	5 %-ный раствор Укринол-1М
Фрезерование (ширина фрезерования $B = 20$ мм)	$\gamma = -7^\circ, \alpha = 7^\circ, \varphi = 75^\circ, \gamma_p = -5^\circ, \gamma_o = -7^\circ, r = 1,2$ мм	30ХГСА 12Х18Н10Т	157÷247 98÷157	0,3 0,3	1,0 1,0	Нет

сталей 30ХГСА и 12Х18Н10Т соответственно на токарно-винторезном станке мод. 16К20 и вертикально-фрезерных станках моделей 6А12П и 6Р12. Условия и режимы резания для каждой операции приведены в табл. 2. С целью изучения характеристик контактных процессов определяли полную длину контакта  $C_\gamma$  стружки с передней поверхностью и продольную усадку  $K_L$  стружки. Составляющие силы резания  $P_x, P_y, P_z$  измеряли динамометром УДМ-600. При стойкостных испытаниях в качестве критерия износа была принята величина износа фаски инструмента по задней поверхности: 0,6 мм при сверлении; 0,5 мм при фрезеровании и 0,4 мм при точении. Величину фаски износа измели с помощью инструментального микроскопа БМИ-1 с точностью до 0,01 мм.

## Экспериментальные результаты и их обсуждение

### 1. Состав и структура покрытий

Средние по толщине концентрации элементов покрытий, определенные методом ОЭСТР, приведены в табл. 1. Концентрация Si в многокомпонентных покрытиях, полученных электродуговым испарением, составляла 1÷5 ат. %, что существенно ниже его концентрации в мишенях. Подобный эффект обычно наблюдается при использовании в процессе осаждения высокого напряжения смещения [5]. Концентрации Cr, Al и Zr составляли 15,5, 13,9 и 12,7 ат. % соответственно. Соотношение металлических и неметаллических атомов  $(\text{Ti} + \text{Cr} + \text{Al} + \text{Zr}) / (\text{Si} + \text{N})$  находилось в диапазоне 0,93÷1,07.

Покрытия, полученные магнетронным напылением, характеризовались высоким содержанием В в диапазоне 27,9÷43,3 ат. % и пониженным содержанием N в интервале 14,3÷23,3 ат. %. В покрытиях Ti-B-N, Ti-Cr-B-N и Ti-Si-B-N соотношение  $(\text{Ti} + \text{Cr}) / (\text{Si} + \text{B} + \text{N})$  составляло 0,83, 1,08 и 0,28 соответственно.

Таким образом, из соотношения элементов видим, что для всех покрытий за исключением

Ti-Si-B-N наиболее вероятным является образование фазы на основе TiN, тогда как для Ti-Si-B-N с высоким содержанием В следует ожидать формирования фазы на основе диборида титана.

Все элементы по данным ОЭСТР распределены равномерно по толщине покрытий. Помимо основных элементов в покрытиях обнаружено небольшое количество О и С (суммарно не более 3÷4 ат. %), что связано с проникновением этих элементов из рабочего газа и материала мишеней.

Исследования поперечных изломов покрытий, проведенные методом РЭМ, показали, что покрытия, полученные электродуговым испарением, имеют достаточно грубую столбчатую структуру, причем введение в состав TiN малых добавок Si не приводит к заметному изменению морфологии покрытий. Отметим, что обычно модифицирование структуры покрытий достигается при введении в состав 5÷20 ат. % Si [2, 11]. На поверхности электродуговых покрытий присутствуют следы закристаллизовавшейся капельной фазы. Покрытия, полученные магнетронным напылением, имеют более плотную и однородную структуру. Столбчатые элементы структуры, характерные для покрытий TiN, не обнаружены. На рис. 1 показаны характерные поперечные изломы покрытия Ti-Zr-Si-N и Ti-Cr-B-N, нанесенных на подложки из твердого сплава. Толщина покрытий согласно ОЭСТР и РЭМ составляла от 3 до 4,5 мкм.

На рис. 2 показаны типичные рентгеновские спектры для двух групп покрытий. Согласно РФА,

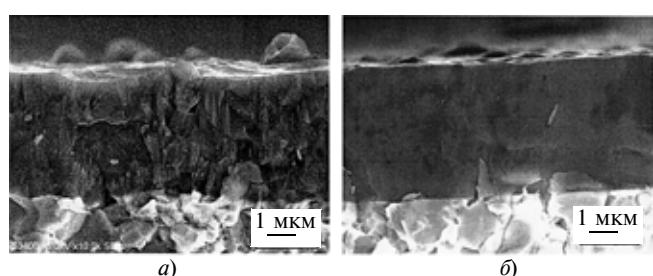


Рис. 1. Фрактограммы изломов РИ с покрытием Ti-Zr-Si-N (а) и Ti-Cr-B-N (б), полученные с помощью РЭМ

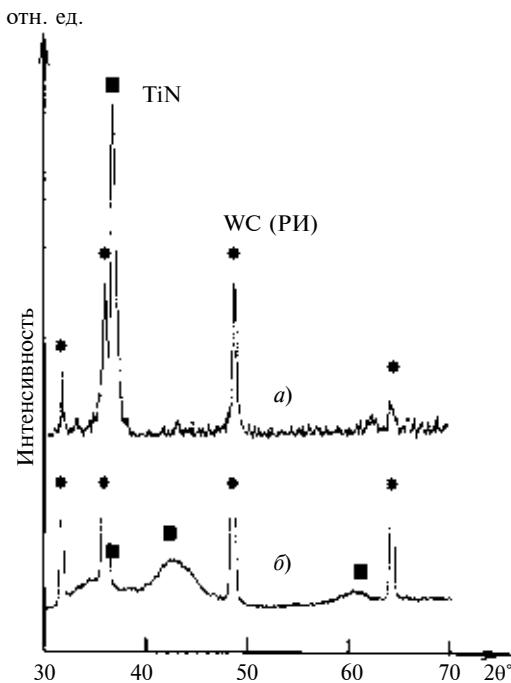


Рис. 2. Рентгеновские дифрактограммы РИ (ВК6М) с покрытием Ti-Al-Si-N (а) и Ti-B-N (б)

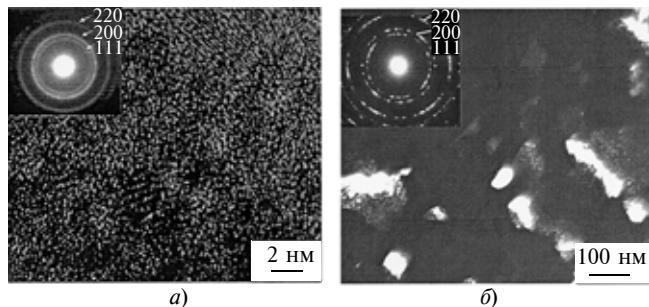


Рис. 3. Темнопольные изображения структуры и электронограммы покрытий Ti-Cr-B-N (а) и Ti-Cr-Si-N (б)

основной структурной составляющей покрытий TiN, Ti-Si-N, Ti-Al-Si-N, Ti-Cr-Si-N, Ti-Zr-Si-N, Ti-B-N и Ti-Cr-B-N является ГЦК-фаза типа NaCl. В табл. 3 приведены периоды решетки ГЦК-фазы, соотношения интенсивностей линий ( $I_{111}/I_{200}$ ) и значения внутренних напряжений ( $\sigma$ ) для исследуемых покрытий. Покрытия, полученные электродуговым испарением, имели сильную текстуру

(111), в то время как магнетронные покрытия были слабо текстурированы. Период решетки по данным РФА для многокомпонентных покрытий  $a = 0,4267 \div 0,4340$  нм, что существенно выше значений для объемного нитрида титана (0,424 нм) и покрытий TiN (0,4227 нм) (см. табл. 3). Изменения параметров кристаллической решетки в случае многокомпонентных покрытий могут быть связаны с одновременным замещением атомов N ( $r = 71$  пм) атомами Si (атомный радиус  $r = 118$  пм) и B ( $r = 80$  пм) в неметаллической подрешетке и замещением атомов Ti ( $r = 145$  пм) атомами Cr ( $r = 128$  пм), Al ( $r = 143$  пм) и Zr ( $r = 159$  пм) в металлической подрешетке ГЦК-фазы [2, 3]. О правомерности такого предположения свидетельствует и соотношение элементов  $(\text{Ti} + \text{Cr} + \text{Al} + \text{Zr})/(\text{Si} + \text{B} + \text{N})$ , близкое к единице. В покрытиях Ti-B-N и Ti-Cr-B-N избыток атомов B может приводить также к образованию аморфных фаз на основе соединений  $\text{TiB}_2$ ,  $\text{CrB}_2$  и BN [3]. Основу покрытий Ti-Si-B-N составила гексагональная фаза типа  $\text{AlB}_2$ . Исследуемые покрытия имели достаточно высокие сжимающие напряжения в диапазоне  $-(0,8 \div 1,7)$  ГПа (см. табл. 3), причем в каждой группе покрытий наблюдалась тенденция к увеличению  $\sigma$  с ростом периода решетки ГЦК-фазы.

Средний размер кристаллитов, рассчитанный из рентгеновских спектров по формуле Шеррера, составил от 40 до 50 нм для покрытий TiN, Ti-Si-N, Ti-Al-Si-N, Ti-Zr-Si-N, Ti-Cr-Si-N и от 2 до 5 нм для покрытий Ti-B-N, Ti-Cr-B-N и Ti-Si-B-N. Известно, что размер кристаллитов в многокомпонентных PVD-покрытиях пропорционально уменьшается при увеличении содержания аморфизирующих элементов, таких как Si и B [12]. Действительно, в покрытиях первой группы содержалось менее 2 ат. % Si, тогда как в покрытиях Ti-B-N, Ti-Cr-B-N и Ti-Si-B-N содержание B находилось в диапазоне 27,9  $\div$  43,3 ат. %. Аморфные прослойки, способствующие прерыванию роста кристаллитов основной фазы и формированию нанокомпозитной структуры, хорошо видны на темных полях изображений, полученных с помощью просвечивающей электронной микроскопии высокого разрешения (рис. 3).

Таблица 3

Структура и свойства покрытий

Покрытие	Параметры структуры покрытия			Механические свойства				
	$a$ , нм	$I_{111}/I_{200}$	$\sigma$ , ГПа	$H_\mu$	$H$	$E$	$W_e$ , %	$L_c$ , Н
				ГПа				
TiN	0,4227	67,3	-0,8	31	28	450	37	>90
Ti-Si-N	0,4239	87,4	-1,0	41	34	500	42	$\approx 85$
Ti-Cr-Si-N	0,4247	105,5	-1,7	45	36	470	46	>90
Ti-Al-Si-N	0,4234	24,0	-1,4	42	35	470	46	>90
Ti-Zr-Si-N	0,4267	83,9	-1,7	43	34	490	43	>90
Ti-B-N	0,4340	0,8	-1,6	40	31	380	59	$\approx 50$
Ti-Cr-B-N	0,4322	0,5	-0,8	41	33	370	60	$\approx 50$
Ti-Si-B-N	—	—	—	45	34	350	54	40

## 2. Механические свойства покрытий

Одним из важных свойств покрытий, определяющих эксплуатационные характеристики упрочненного инструмента, является адгезионная прочность. Нанесение промежуточных слоев между подложкой и покрытием, а также эффективный предварительный нагрев подложки при осаждении покрытий электродуговым испарением, позволяют добиться значений критической нагрузки  $L_c$  разрушения покрытий, близких к  $90 \div 100$  Н (см. табл. 3 и рис. 4, а). Как правило, в случае обычного магнетронного напыления  $L_c$  намного ниже, причем значения  $L_c$  резко падают при увеличении толщины покрытий [9]. Поэтому в данной работе перед нанесением покрытий Ti-B-N, Ti-Cr-B-N и Ti-Si-B-N использовали предварительное травление подложки ионами  $Ar^+$  и имплантацию растущего покрытия ионами  $Ti^{2+}$  в первые минуты осаждения. Данные технологические приемы являются надежными инструментами повышения адгезионной прочности покрытий [8, 9]. Покрытия Ti-B-N, Ti-Cr-B-N и Ti-Si-B-N при толщине 3 мкм имели критическую нагрузку  $L_c = 40 \div 50$  Н (см. табл. 3 и рис. 4, б).

Твердость  $H_\mu$  при микроиндицировании, твердость  $H$ , модуль упругости  $E$  и упругое восстановление  $W_e$  покрытий приведены в табл. 3. Видно, что многокомпонентные покрытия имеют  $H_\mu = 40 \div 45$  ГПа, что существенно выше  $H_\mu = 31$  ГПа для нитрида титана. При наноиндицировании были получены значения твердости на  $10 \div 25\%$  ниже, чем при микроиндицировании (см. табл. 3). Различия значений  $H_\mu$  и  $H$  обусловлены упругим восстановлением поверхности отпечатка, появлением растрескивания, а также влиянием подложки на измерения твердости при микроиндицировании. Более детальный анализ методов микро- и наноиндицирования при измерении механических свойств тонких пленок и покрытий приведены в работе [13].

Модуль упругости покрытий, полученных электродуговым испарением, составлял  $450 \div 500$  ГПа, тогда как покрытия, осажденные магнетронным напылением, имели более низкие значения

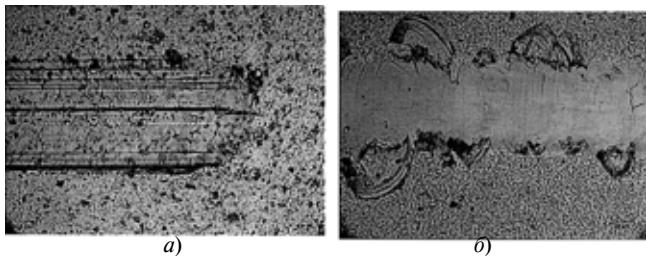


Рис. 4. Микрофотографии царапин на поверхности покрытий после скрэч-тестирования РИ:  
а — покрытие Ti-Zr-Si-N, нагрузка 90 Н; б — покрытие Ti-Cr-B-N, нагрузка 63 Н

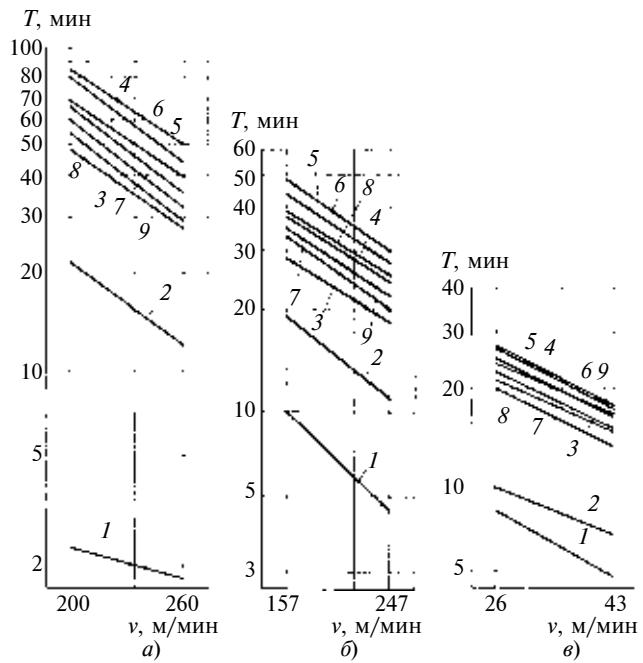
$E = 350 \div 380$  ГПа. Отметим, что для обеспечения высокой износостойкости покрытий необходимо стремиться к получению покрытий с высоким значением отношения  $H/E$  [14]. Многокомпонентные покрытия обладают более высоким упругим восстановлением, чем покрытие TiN. Высокие значения  $W_e$  для покрытий Ti-B-N, Ti-Cr-B-N и Ti-Si-B-N связаны вероятно с их нанокомпозитной структурой, а также с низкими нагрузками на индентор при наноиндицировании.

## 3. Испытания инструмента с покрытиями

Известно, что покрытия сложного состава благодаря высоким по сравнению с простыми однокомпонентными покрытиями физико-механическим и трибологическим свойствам изменяют контактные и тепловые процессы, протекающие на гранях РИ, а также замедляют процессы трещинообразования в контактной зоне РИ с покрытием. Исследование работоспособности РИ с различными составами многокомпонентных нитридных и боронитридных покрытий проводили в широком диапазоне режимов резания сталей разных групп обрабатываемости (в таблицах и на рисунках приведены данные для наиболее интенсивных режимов обработки). Поскольку испытания РИ проводили на интенсивных режимах резания (период стойкости РИ без покрытия не превышал  $2 \div 3$  мин), в качестве базы сравнения был выбран РИ с покрытием TiN.

Следует отметить, что характер разрушения покрытий разного состава примерно одинаковый, причем динамика изнашивания определяется их составом и режимами резания. Естественно, что для РИ с покрытием сложного состава процесс трещинообразования в зоне контакта протекает значительно медленнее, что в немалой степени связано с высокими физико-механическими свойствами покрытий и адгезионно-прочностными свойствами композиции "покрытие—инструментальная основа". Таким образом, для уменьшения интенсивности образования и развития трещин в зоне контакта покрытие должно обладать высокой прочностью и трещиностойкостью, которые могут быть обеспечены благодаря высоким сжимающим остаточным напряжениям, возникающим в покрытии, высокой твердости покрытия и его упругим свойствам [15].

При токарной обработке заготовок из стали 30ХГСА было установлено, что время до начала образования трещин и появления износа зависит как от состава покрытия, так и от режима резания. При точении со скоростью  $v = 260$  м/мин и подаче  $S = 0,3$  мм/об (наиболее интенсивном режиме обработки) время до образования трещин на участке упругого контакта и начала изнашивания по задней поверхности составило для РИ с покрытием  $TiN \approx 2,7$  мин. Нанесение нитридных покрытий



**Рис. 5. Влияние скорости резания на период стойкости РИ с покрытием при обработке конструкционной стали 30ХГСА:**

*a* — точение BK6M,  $S = 0,3$  мм/об,  $t = 0,5$  мм; *б* — фрезерование BK6M,  $S = 0,3$  мм/зуб,  $t = 1$  мм,  $B = 20$  мм; *в* — сверление P6M5,  $S = 0,08$  мм/об,  $h = 30$  мм, СОЖ; 1 — РИ без покрытия; 2 — TiN; 3 — Ti-Si-N; 4 — Ti-Si-Cr-N; 5 — Ti-Si-Al-N; 6 — Ti-Si-Zr-N; 7 — Ti-B-N; 8 — Ti-Cr-B-N; 9 — Ti-Si-B-N

Ti-Si-N и более сложного состава типа Ti-Cr-Si-N, Ti-Al-Si-N, Ti-Zr-Si-N увеличивает время в 1,4, 1,7, 1,9 и 2 раза соответственно, а нанесение боронитридных покрытий типа Ti-B-N, Ti-Si-B-N, Ti-Cr-B-N также увеличивает время в 1,5, 1,4 и 1,3 раза. Снижения скорости резания  $v$  и подачи  $S$  приводят к увеличению времени до образования трещин и уменьшению разницы во времени для РИ с разными составами покрытий.

Поэтому при точении заготовок из стали 30ХГСА (процесс резания не сопровождается зна-

чительными пластическими деформациями срезаемого слоя и ярко выраженными адгезионно-усталостными процессами) преимущество имеет РИ с покрытием с более высокими упругими свойствами и уровнем сжимающих остаточных напряжений (см. табл. 3). Очевидно, более высокая трещиностойкость многокомпонентных покрытий способствует лучшему сдерживанию процессов образования и развития трещин [16]. Поэтому период стойкости РИ с покрытием на основе многокомпонентных нитридов больше в 3,2–4,1 раза, чем у РИ с покрытием TiN и в 1,4–1,8 раза у РИ с покрытием типа Ti-Si-N (рис. 5, *a*). Причем покрытие Ti-Zr-Si-N обеспечивает самые высокие показатели работоспособности РИ среди всех покрытий во всем диапазоне исследуемых режимов резания, что связано не только с его высокой прочностью и трещиностойкостью, но и с меньшими усилиями резания (табл. 4) при точении стали 30ХГСА (соответственно с меньшим коэффициентом трения стружки по передней поверхности РИ) и несколько большей длиной контакта  $C_\gamma$  стружки по передней поверхности РИ (среди нитридных покрытий), что способствует снижению контактных и тепловых нагрузок на РИ. Боронитридные покрытия показывают достаточно высокую работоспособность РИ: так, по сравнению с покрытием TiN период стойкости увеличивается в 2,4–3,2 раза, а по сравнению с покрытием типа Ti-Si-N — в 1,1–1,3 раза. Следует отметить, что РИ с боронитридными покрытиями показывает несколько большие усилия резания (очевидно более высокий коэффициент трения стружки по передней поверхности РИ), чем РИ с нитридными покрытиями (см. табл. 4), что может оказаться на повышении среднеконтактных температур, но данные покрытия обладают более высокими показателями по термостойкости в сравнении с нитридными покрытиями, поэтому данный фактор (усилие резания) оказывает меньшее влияние на период стойкости РИ с покрытием.

**Влияние покрытий на параметры процесса резания при точении сталей**

Режущий инструмент с покрытием	Сталь 30ХГСА			Сталь 12Х18Н10Т		
	Составляющая силы резания $P_z$ , Н	Усадка стружки $K_L$	Длина контакта стружки $C_\gamma$ , мм	Составляющая силы резания $P_z$ , Н	Усадка стружки $K_L$	Длина контакта стружки $C_\gamma$ , мм
BK6M	454	2,1	1,16	465	1,9	0,83
TiN	394	1,9	0,58	398	1,7	0,62
Ti-Si-N	387	1,8	0,62	418	1,8	0,65
Ti-Cr-Si-N	384	1,8	0,68	393	1,7	0,69
Ti-Al-Si-N	380	1,8	0,72	381	1,7	0,72
Ti-Zr-Si-N	373	1,7	0,78	363	1,7	0,74
Ti-B-N	415	1,9	0,8	429	1,8	0,75
Ti-Cr-B-N	392	1,9	0,82	412	1,8	0,71
Ti-Si-B-N	403	1,9	0,85	421	1,8	0,73

**Примечание.** Для стали 30ХГСА  $v = 260$  м/мин,  $S = 0,3$  мм/об,  $t = 0,5$  мм; для стали 12Х18Н10Т  $v = 160$  м/мин,  $S = 0,3$  мм/об,  $t = 0,5$  мм.

Кроме того, большая длина  $C_\gamma$  контакта стружки с передней поверхностью РИ, уменьшает контактные напряжения и повышает тем самым сопротивляемость режущего клина инструмента упругопластическим деформациям. Среди РИ с боронитридными покрытиями наибольшую работоспособность имеют РИ с покрытием типа Ti-B-N, обладающим высокими прочностными и упругими свойствами.

Исследованиями установлено, что при точении стали 12Х18Н10Т многокомпонентные покрытия существенно снижают интенсивность изнашивания контактных площадок РИ, хотя процесс резания коррозионно-стойких сталей сопровождается значительными пластическими деформациями и выделением теплоты на контактных поверхностях РИ по сравнению с конструкционными сталью. Изучение контактных поверхностей РИ с покрытием позволило установить, что разрушение покрытия происходит буквально в первые минуты работы. Однако и после разрушения покрытия контактные поверхности значительно дольше сопротивляются изнашиванию, благодаря островкам, оставшимся после его разрушения на участке скольжения стружки по передней поверхности, а также на участке, примыкающем к режущей кромке [15]. Нанесение сложных покрытий на основе нитридов и боронитридов титана позволяет замедлить процесс лункообразования по передней поверхности РИ и предотвратить его преждевременный износ. Увеличение длины  $C_\gamma$  контакта стружки, характерное для РИ с подобными типами покрытий по сравнению с РИ с покрытием TiN (см. табл. 4), смещает образование лунки износа в направлении от режущей кромки и задней поверхности РИ, что благоприятно сказывается на тепловом состоянии режущего клина инструмента. Действительно, длина  $C_\gamma$  контакта стружки для многокомпонентных покрытий на основе нитридов и боронитридов титана приблизительно одинакова (даже при изменении режимов резания), но усадка  $K_L$  стружки, характеризующая уровень пластической деформации срезаемого металла, у РИ с боронитридными покрытиями несколько выше, как и усилия резания (наибольшее значение среди всех исследуемых имеет РИ с покрытием Ti-B-N). Поэтому процесс резания стали 12Х18Н10Т инструментом с боронитридными покрытиями сопровождается высокими контактными и тепловыми нагрузками, но данные типы покрытий обладают большей стойкостью к окислению, чем нитридные покрытия (исключение составляет покрытие типа Ti-Al-Si-N, обладающее аналогичными свойствами). Тем не менее именно РИ со сложными боронитридными покрытиями типа Ti-Cr-B-N и Ti-Si-B-N обеспечивает наиболее высокую работоспособность при точении стали 12Х18Н10Т (рис. 6, а). Таким образом, период стойкости РИ с покрытием на основе многокомпонентных нитридов при точении

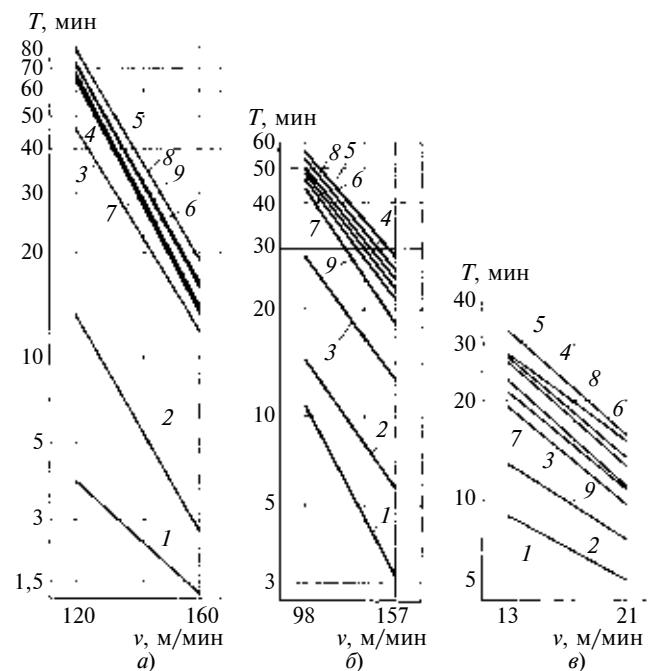


Рис. 6. Влияние скорости резания на период стойкости РИ с покрытием при обработке коррозионно-стойкой стали 12Х18Н10Т:

*a* — точение BK6M,  $S = 0,3$  мм/об,  $t = 0,5$  мм; *б* — фрезерование BK6M,  $S = 0,3$  мм/зуб,  $t = 1$  мм,  $B = 20$  мм; *в* — сверление P6M5,  $S = 0,08$  мм/об,  $h = 30$  мм, СОЖ; 1 — РИ без покрытия; 2 — TiN; 3 — Ti-Si-N; 4 — Ti-Si-Cr-N; 5 — Ti-Si-Al-N; 6 — Ti-Si-Zr-N; 7 — Ti-B-N; 8 — Ti-Cr-B-N; 9 — Ti-Si-B-N

коррозионно-стойкой стали больше в 4,7÷5,6 раза, чем с покрытием TiN, и в 1,2÷1,5 раза, чем с покрытием Ti-Si-N. В свою очередь, РИ с боронитридными покрытиями обеспечивает несколько большую работоспособность, чем со сложными нитридами: в 4,8÷7 раз по сравнению с покрытием TiN и в 1,4÷1,8 раза по сравнению с покрытием типа Ti-Si-N.

Изнашивание РИ с покрытием также изучалось при торцевом фрезеровании заготовок из конструкционной и коррозионно-стойкой сталей. Процесс фрезерования носит циклический характер, толщина среза за один цикл резания меняется от нуля до максимума, вследствие чего сила и температура резания также изменяются в течение одного цикла. Сам процесс фрезерования (прерывистого резания) можно подразделить на четыре цикла: врезание, установившееся резание, выход инструмента и холостой ход. Поэтому режущий клин инструмента испытывает циклические температурные и механические нагрузки, которые сказываются на его тепловом и напряженном состояниях. Указанные особенности фрезерования определяют специфику изнашивания и разрушения РИ: на передней поверхности зуба фрезы образуются продольные и поперечные трещины, наблюдается хрупкое разрушение режущей части инструмента в виде выкрашиваний и сколов.

Влияние покрытий на параметры процесса резания при фрезеровании сталей

Режущий инструмент с покрытием	Сталь 30ХГСА			Сталь 12Х18Н10Т		
	Составляющая силы резания $P_z$ , Н	Усадка стружки $K_L$	Длина контакта стружки $C_\gamma$ , мм	Составляющая силы резания $P_z$ , Н	Усадка стружки $K_L$	Длина контакта стружки $C_\gamma$ , мм
BK6M	290	2,3	0,64	730	2,8	0,85
TiN	259	2,0	0,52	569	2,5	0,7
Ti-Si-N	243	1,8	0,56	582	2,5	0,73
Ti-Cr-Si-N	233	1,8	0,58	561	2,5	0,75
Ti-Al-Si-N	219	1,6	0,6	525	2,4	0,77
Ti-Zr-Si-N	225	1,7	0,6	539	2,4	0,78
Ti-B-N	263	1,9	0,58	612	2,6	0,8
Ti-Cr-B-N	245	1,7	0,6	581	2,5	0,82
Ti-Si-B-N	253	1,8	0,62	595	2,5	0,84

Примечание. Для стали 30ХГСА  $v = 247$  м/мин,  $S = 0,3$  мм/зуб,  $t = 1,0$  мм,  $B = 20$  мм; для стали 12Х18Н10Т  $v = 157$  м/мин,  $S = 0,3$  мм/зуб,  $t = 0,5$  мм,  $B = 20$  мм.

Эффективность износостойких покрытий в сдерживании процессов трещинообразования и разрушения РИ при фрезеровании определяется комплексом физико-механических и адгезионно-прочностных свойств, а именно: микротвердостью, упругими свойствами, уровнем остаточных сжимающих напряжений и прочностью сцепления покрытия с инструментальной основой [17]. Причем, более высокие упругие и прочностные свойства, а также высокий уровень остаточных сжимающих напряжений, характерный для многокомпонентных покрытий (см. табл. 3), способствуют формированию такого напряженного состояния материала покрытия во время рабочего и холостого ходов, которое позволяет уменьшать процессы трещинообразования в покрытиях и изнашивания РИ, а также влиять на контактные характеристики процесса фрезерования (табл. 5).

Поэтому при фрезеровании заготовок из стали 30ХГСА инструмент с многокомпонентными покрытиями, несомненно, имеет более высокую работоспособность, чем с покрытием на основе TiN или Ti-Si-N (см. рис. 5, б): период стойкости РИ с покрытием на основе многокомпонентных нитридов больше в 2,1÷3 раза, чем с покрытием TiN, и в 1,3÷1,7 раза, чем с покрытием типа Ti-Si-N. Следует отметить, что покрытия типа Ti-Al-Si-N и Ti-Zr-Si-N обеспечивают максимальный период стойкости инструмента среди исследованных РИ с покрытиями, что связано не только с достаточно высокими прочностью и трещиностойкостью покрытий, но и с меньшими усилиями резания (на 15÷1,8 % по сравнению с РИ с покрытием TiN) при фрезеровании стали 30ХГСА и несколько большей длиной контакта стружки с передней поверхностью РИ ( $C_\gamma$ ), за счет чего уменьшаются контактные и тепловые нагрузки на РИ. Причем РИ с покрытием Ti-Al-Si-N имеет несколько больший период стойкости, что связано не только с хорошими адгезионно-прочностными свойствами данного по-

крытия, но и с его теплофизическими свойствами, обеспечивающими наименьший перепад температур в режущем клине инструмента во время рабочего и холостого ходов, что снижает возможность появления термических микротрешин в покрытии при фрезеровании. Это позволяет РИ с покрытием Ti-Al-Si-N иметь высокие режущие свойства не только при повышении скорости резания, но и при увеличении подачи на зуб, что свидетельствует о высокой трещиностойкости материала покрытия среди исследуемых составов.

Покрытия на основе боронитрида титана также обеспечивают высокую работоспособность РИ по сравнению с покрытием TiN период стойкости РИ увеличивается в 1,8÷2,2 раза, а по сравнению с покрытием типа Ti-Si-N — в 1,2÷1,5 раза. Также как и при точении, РИ с боронитридными покрытиями показывает на 8÷12 % большие усилия резания, чем РИ со сложными нитридными покрытиями. Как отмечалось ранее, это связано с изменением коэффициента трения стружки по передней поверхности инструмента. Поэтому боронитридные покрытия повышают теплонапряженность режущего клина инструмента, что приводит к росту термонапряжений в нем вследствие большего перепада температур по сравнению с нитридными покрытиями и, как следствие, снижению трещиностойкости материала покрытия. Из боронитридных покрытий наибольшую работоспособность показывает РИ с покрытием Ti-Cr-B-N (рис. 5, б), обеспечивающим меньшую теплонапряженность режущего клина инструмента вследствие меньших усилий резания и меньшего перепада температур за время рабочего и холостого ходов. Самая низкая работоспособность у РИ с покрытием Ti-Si-B-N, поскольку оно обладает невысокими адгезионно-прочностными свойствами (см. табл. 3) ввиду повышенного содержания боронитридов (см. табл. 1), которые придают данному покрытию повышенную хрупкость при

резком изменении тепловых и силовых нагрузок и, как следствие, пониженную трещинностойкость.

При фрезеровании заготовок из стали 12Х18Н10Т тепловые и силовые нагрузки выше, чем при обработке стали 30ХГСА, что интенсифицирует процесс изнашивания и разрушения инструмента и снижает его эффективное использование РИ с износостойким покрытием. Тем не менее нанесение износостойких покрытий на основе нитридов и боронитридов титана позволяет замедлить процесс изнашивания РИ и обеспечивает его требуемую работоспособность. Поэтому при фрезеровании коррозионно-стойкой стали период стойкости РИ с покрытием на основе многокомпонентных нитридов больше в 3,1÷5,6 раза периода стойкости РИ с покрытием TiN и в 1,8÷2,1 раза с покрытием типа Ti-Si-N (рис. 6, б). Следует отметить, что РИ с покрытием Ti-Al-Si-N имеет самые максимальные показатели работоспособности среди всех исследованных РИ с покрытиями во всем диапазоне исследуемых режимов резания, что связано с его высокими не только адгезионно-прочностными, но и трибологическими свойствами при высоких температурах, благодаря которым данное покрытие обеспечивает наименьшие силы резания по сравнению с другими покрытиями (см. табл. 5).

Оценивая данные стойкостных испытаний РИ с боронитридными покрытиями при точении стали 12Х18Н10Т, можно было предположить достаточно высокие показатели и при фрезеровании, но РИ с боронитридными покрытиями демонстрирует несколько меньшую работоспособность, чем РИ с покрытиями из многокомпонентных нитридов: в сравнении с покрытием TiN — в 3÷5,4 раза, а с покрытием типа Ti-Si-N — в 1,4÷1,9 раза. Вероятнее всего, это связано с изменением условий механической обработки, а именно: процесс прерывистого резания коррозионно-стойкой стали аустенитного класса, сопровождающийся высокими контактными и тепловыми нагрузками в условиях повышенного адгезионно-усталостного изнашивания, требует от РИ с износостойким покрытием высокой сопротивляемости трещинообразованию, обусловленному воздействием тепловых и силовых нагрузок, а также отделения застойной зоны при выходе инструмента из контакта с заготовкой. Как отмечалось ранее, в состав данных покрытий входит большое количество боронитридов (см. табл. 1) и если при точении данный фактор играет положительную роль, повышая упругие свойства и увеличивая сопротивляемость материала покрытия окислению при высоких температурах, то при фрезеровании они придают материалу покрытия пониженную трещинностойкость. Тем не менее инструмент с покрытием Ti-Cr-B-N, содержащим наименьшее количество боронитридов, обеспечивает высокую работоспособность при обработке стали

12Х18Н9Т, близкую к работоспособности РИ с покрытием Ti-Al-Si-N.

С целью определения режущих свойств и характера изнашивания быстрорежущего инструмента с отобранными составами износостойких покрытий были исследованы процессы сверления конструкционной и коррозионно-стойкой сталей. Процесс сверления сталей протекает в сложных, стесненных условиях, характеризующихся плохим теплоотводом: в вершинах режущих кромок происходит концентрация теплоты, что способствует разупрочнению РИ и потере его режущих свойств. Наличие большого объема стружки ухудшает отвод теплоты из зоны резания, в результате чего режущие кромки сверла нагреваются, ухудшается подвод СОЖ, интенсифицируются износ и разрушение РИ. Известно, что сверление быстрорежущим инструментом проходит в условиях нестабильного наростообразования, поэтому данная неустойчивость процесса неблагоприятно сказывается на работоспособности РИ с покрытием вследствие плохой сопротивляемости материала покрытия хрупкому разрушению. Поэтому условия протекания процесса наростообразования нивелируют свойства РИ с покрытиями разного состава и, соответственно, величину периода стойкости РИ с покрытием.

Исследования параметров процесса резания и работоспособности сверл с разными составами нитридных и боронитридных покрытий при обработке заготовок из стали 30ХГСА позволили установить следующее. Сверла с покрытием на основе многокомпонентных нитридов, обладая более высокими физико-механическими свойствами (см. табл. 3), снижают осевую силу  $P_o$  крутящий момент  $M_{kp}$  на 15÷20 % в сравнении со сверлами с покрытием TiN, что позволяет увеличить период стойкости РИ в 2,2÷2,7 раза (см. рис. 5, в). Сверла с покрытием на основе боронитридов титана снижают осевую силу  $P_o$  и крутящий момент  $M_{kp}$  в среднем на 8÷10 % (табл. 6), что увеличивает период стойкости РИ в 1,8÷2,4 раза по сравнению с РИ с покрытием TiN. Необходимо отметить, что при сверлении стали 30ХГСА инструмент с покрытием на основе Ti-Al-Si-N по всем исследуемым режимам резания показал наибольший период стойкости, что связано с его трибологическими свойствами, а именно с коэффициентом трения стружки по передней поверхности РИ, о чем свидетельствуют минимальные среди РИ со всеми исследуемыми типами покрытий осевая сила  $P_o$  и крутящий момент  $M_{kp}$ . Сверла с покрытием на основе боронитридов титана уступают по работоспособности сверлам с многокомпонентными нитридными покрытиями, что связано с большими значениями осевой силы  $P_o$  и крутящего момента  $M_{kp}$  (см. табл. 6), а это способствует увеличению контактных и в особенности тепловых нагрузок на режущие кромки сверла, поскольку процесс резания происходит в

Таблица 6

## Влияние покрытий на параметры процесса резания при сверлении сталей

Режущий инструмент с покрытием	Сталь 30ХГСА			Сталь 12Х18Н10Т		
	Осевая сила $P_o$ , Н	Крутящий момент $M_{kp}$ , Н · м	Усадка стружки $K_L$	Осевая сила $P_o$ , Н	Крутящий момент $M_{kp}$ , Н · м	Усадка стружки $K_L$
P6M5	489	2,7	1,8	973	6,3	1,7
TiN	433	2,5	1,7	908	5,6	1,6
Ti-Si-N	407	2,2	1,6	874	5,3	1,6
Ti-Cr-Si-N	386	2,0	1,5	841	5,1	1,5
Ti-Al-Si-N	374	1,8	1,4	827	4,8	1,4
Ti-Zr-Si-N	380	1,9	1,5	858	5,1	1,5
Ti-B-N	395	2,2	1,6	881	5,4	1,6
Ti-Cr-B-N	405	2,2	1,6	862	5,2	1,6
Ti-Si-B-N	398	2,1	1,6	869	5,3	1,6

Приимечание. Для стали 30ХГСА  $v = 43$  м/мин,  $S = 0,08$  мм/об,  $h = 30$  мм; для стали 12Х18Н10Т  $v = 21$  м/мин,  $S = 0,08$  мм/об,  $h = 30$  мм.

стесненных условиях, вызывая их разупрочнение и износ. Лучшее из сверл с покрытием на основе боронитрида титана Ti-Si-B-N имеет показатели по периоду стойкости, близкие к РИ с покрытием Ti-Cr-Si-N, во всем диапазоне исследуемых скоростей и подач (см. рис. 5, в).

Исследованиями установлено, что процесс сверления стали 12Х18Н10Т в сравнении с конструкционной сталью проходит со значительным ростом как удельной работы резания, так и удельных нагрузок, действующих на контактных поверхностях РИ, снижая таким образом работоспособность РИ (см. табл. 6). Сверла с покрытиями на основе многокомпонентных нитридов при обработке коррозионно-стойкой стали также демонстрируют уменьшение параметров  $P_o$  и  $M_{kp}$  процесса резания по сравнению с РИ с покрытием TiN соответственно на 6÷8 и 20÷25 %, а также снижение усадки  $K_L$  стружки на 10 %. Указанное снижение данных параметров позволяет увеличить период стойкости РИ в 1,8÷2,5 раза по сравнению с РИ с покрытием TiN (рис. 6, в). Сверла с покрытиями на основе боронитридов титана снижают осевую силу  $P_o$  и крутящий момент  $M_{kp}$  в среднем на 8÷10 и 10÷15 % соответственно, усадка  $K_L$  стружки аналогична усадке стружки при РИ с покрытием TiN. Тем не менее период стойкости РИ с боронитридными покрытиями выше, чем с покрытием TiN в 1,34÷1,9 раза. Следует отметить, что РИ с лучшим по стойкости боронитридным покрытием типа Ti-Cr-B-N показывает результаты, близкие к параметрам РИ с многокомпонентными нитридными покрытиями типа Ti-Cr-Si-N и Ti-Zr-Si-N, за исключением РИ с покрытием типа Ti-Al-Si-N, имеющего в данном случае наивысшую работоспособность (см. рис. 6, в). Указанное покрытие обеспечивает минимальные значения параметров процесса резания ( $P_o$ ,  $M_{kp}$  и  $K_L$ ) при сверлении коррозионно-стойкой стали среди всех исследуемых типов покрытий из-за меньшего коэффициента трения по передней поверхности

РИ и снижения контактного взаимодействия с обрабатываемым материалом.

## Заключение

Методами электродугового испарения и магнетронного распыления, комбинированного с ионной имплантацией, получены покрытия TiN, Ti-Si-N, Ti-Al-Si-N, Ti-Cr-Si-N, Ti-Zr-Si-N, Ti-B-N и Ti-Cr-B-N. Основу покрытий составляла ГЦК-фаза с размером кристаллитов менее 50 нм. В покрытиях Ti-B-N, Ti-Cr-B-N и Ti-Si-B-N содержались также области на основе соединений бора с аморфной структурой. Покрытия имели твердость 28÷45 ГПа и модуль упругости 350÷500 ГПа.

Проведенными исследованиями установлено влияние состава износостойких покрытий на основе многокомпонентных нитридов и боронитридов на характеристики процесса резания и работоспособность РИ при различных видах механической обработки (точении, фрезеровании и сверлении) конструкционной и коррозионно-стойкой сталей. Нанесение этих покрытий существенно увеличивает работоспособность РИ вследствие высоких сжимающих остаточных напряжений, возникающих в покрытии, его высокой твердости и упругих свойств, а также высоких адгезионно-прочностных свойств композиции "покрытие—инструментальная основа" по сравнению с РИ покрытием TiN. Указанные свойства способствуют формированию такого напряженного состояния в материале покрытия во время процесса резания, которое позволяет уменьшать процессы трещинообразования покрытий и изнашивания РИ при разных видах обработки. Применение разработанных составов многокомпонентных износостойких покрытий при точении, фрезеровании и сверлении конструкционной стали 30ХГСА позволило увеличить период стойкости РИ в ≈ 2,5÷4,1 раза, а при обработке стали 12Х18Н10Т в ≈ 2÷7 раз по сравнению с РИ с по-

крытием TiN. Необходимо отметить, что износостойкие покрытия типа Ti-Al-Si-N, Ti-Zr-Si-N и Ti-Cr-B-N являются наиболее эффективными и универсальными при обработке конструкционной и коррозионно-стойкой сталей и могут успешно использоваться в современном производстве на операциях механической обработки.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Перспективные** наноструктурные покрытия для машиностроения / Ф. В. Кирюханцев-Корнеев, А. Н. Шевейко, Е. А. Левашов, Д. В. Штанский // Вопросы материаловедения. 2008. № 2 (54). С. 187–201.
2. **Структура** и свойства Ti-Si-N покрытий, полученных магнетронным распылением СВС-мишеней / Ф. В. Кирюханцев-Корнеев, Д. В. Штанский, А. Н. Шевейко и др. // Физика металлов и металловедение. 2004. Т. 97. № 3. С. 96–103.
3. **Структура** и свойства покрытий Ti-B-N, Ti-Cr-B-(N) и Cr-B-(N), полученных магнетронным распылением СВС-мишеней / Д. В. Штанский, Ф. В. Кирюханцев-Корнеев, Е. А. Левашов и др. // ФТГ. 2005. Т. 47. № 2. С. 242–251.
4. **Влияние** Al, Si и Cr на термическую стабильность и стойкость к высокотемпературному окислению покрытий на основе боронитрида титана / Ф. В. Кирюханцев-Корнеев, М. И. Петржик, А. Н. Шевейко и др. // Физика металлов и металловедение. 2007. Т. 104. № 2. С. 176–183.
5. **Synthesis and Characterization of Ti-Si-C-N Films** / D. V. Shtansky, E. A. Levashov, A. N. Sheveiko et al. // Metallurgical and Materials Transactions A. 1999. V. 30A. № 9. P. 2439–2447.
6. **Состав**, структура и свойства Ti-Al-B-N-покрытий, полученных вакуумным реактивным распылением СВС-мишеней / Д. В. Штанский, Е. А. Левашов, А. Н. Шевейко и др. // Цветные металлы. 2000. Т. 4. С. 116–120.
7. **Hard Tribological Ti-Cr-B-N coatings with enhanced thermal stability, corrosion and oxidation resistance** / D. Y. Shtansky, Ph. V. Kiryukhantsev-Kornev, A. N. Sheveyko et al. // Surface and Coatings Technology. 2007. V. 202. P. 861–865.
8. **Hard Tribological Ti-B-N, Ti-Cr-B-N, Ti-Si-B-N and Ti-Al-Si-B-N Coatings** / D. V. Shtansky, A. N. Sheveiko, E. A. Levashov et al. // Surf. Coat. Technol. 2005. V. 200. P. 208–212.
9. **Пути** повышения адгезионной прочности твердых износостойкихnanoструктурных покрытий в системе Ti-B-(Cr, Si, C)-N / Ф. В. Кирюханцев-Корнеев, А. Н. Шевейко, М. И. Петржик и др. // XI Междунар. науч.-техн. конф. "Высокие технологии в промышленности России" и XVII Междунар. симпозиум "Тонкие пленки в электронике" (8–10 сентября 2005 г., г. Москва). М.: ОАО ЦНИТИ "Техномаш", 2005. С. 461–470.
10. **Петржик М. И., Левашов Е. А.** Современные методы изучения функциональных поверхностей перспективных материалов в условиях механического контакта // Кристаллография. 2007. Т. 52. № 6. С. 1002–1010.
11. **Thin solid Films** / S. Veprek et al. 476 (2005). P. 1–29.
12. **The mechanical properties and microstructure of Ti-Si-N nanocomposite films by ion plating** / H. Watanabe, Y. Sato, C. Ni et al. // Surf. Coat. Technol. 2003. V. 169–170. P. 452–455.
13. **Кирюханцев-Корнеев Ф. В., Шевейко А. Н.** Особенности измерения твердости тонких функциональных покрытий методами склерометрии, микро- и наноиндентирования // XII междунар. науч.-техн. конф. "Высокие технологии в промышленности России" (7–9 сентября, 2006 г., г. Москва). М.: ОАО ЦНИТИ "Техномаш". С. 230–236.
14. **Leyland A., Matthews A.** On the significance of the H/E ratio in wear control: a nanocomposite coating approach to optimized tribological behaviour // Wear. 2000. V. 246. P. 1–11.
15. **Ширманов Н. А.** Исследование состава, структуры и свойств износостойких покрытий для упрочнения режущего инструмента // Всерос. науч.-техн. конф. "Повышение эффективности механообработки на основе моделирования физических явлений" (25–28 мая, 2009 г., г. Рыбинск). Рыбинск: РГАТА им. П. А. Соловьева, 2009. С. 63–67.
16. **Износостойкие** ионно-плазменные покрытия режущих инструментов / Н. А. Ширманов, М. Ю. Смирнов, А. В. Циркин и др. // Фундаментальные исследования. 2005. № 8. С. 92–93.
17. **Табаков В. П., Ширманов Н. А., Смирнов М. Ю.** Повышение работоспособности торцевых фрез путем совершенствования структуры износостойких покрытий // Станки и инструмент. 2002. № 2. С. 6–10.

## Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присыпать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5–2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14 кегль, расстояние между строк 1,5).

### К статье прилагаются:

- 1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к Государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995 г., и может быть опубликована в открытой печати;
- 2) аннотация (1–3 предложения) и ключевые слова;
- 3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).  
Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы.  
Предоставляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:
  - 1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;
  - 2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;
  - 3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.  
Представленные в редакцию материалы обратно не высыпаются.

Минимальный срок со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований 4 месяца (обусловлен технологическим процессом).

**Серия статей**  
**"Проблемы теории и практики резания материалов"**

УДК 629.9.01

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана),  
Н. М. СУЛТАН-ЗАДЕ, д-р техн. наук (МГИУ), А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, д-р техн. наук (МГУПИ),  
А. И. САВКИН, e-mail: vestmash@mashin.ru

## **Разработка новой теории тепловых процессов резания. 4. Анализ основных теоретических исследований теплофизики резания. Часть 6.\***

Приведен доказательный анализ недостатков монографии С. С. Силина, посвященной построению теории тепловых процессов резания.

**Ключевые слова:** теория резания, тепловые процессы, сила резания, температура резания, теория подобия, критерий, комплекс.

A convincing analysis of drawbacks of S. S. Silin's monograph, devoted to the theory of cutting thermal processes, is stated.

**Keywords:** cutting theory, thermal processes, cutting force, cutting temperature, similarity theory, criterion, complex.

После выхода в свет сборника [1], одним из авторов которого был С. С. Силин, последний опубликовал отдельную монографию [2], в которой (см. с. 5 введения) читаем: "Последние годы показали обоснованность, целесообразность и большую эффективность применения теории подобия к исследованию процессов резания". В заключении к работе [2, с. 145] автор усилил это положение утверждением: "С помощью метода подобия теоретические решения, будучи представленными в виде функциональной связи между безразмерными комплексами (критериями подобия), получают более простой и наглядный вид без снижения точности и нарушения физической взаимосвязи между отдельными параметрами".

Для демонстрации "простого и наглядного вида" теоретических решений С. С. Силин на первых же страницах работы [2] без изложения какого-либо математического вывода привел следующее "комплексное" уравнение для величины В (напомним, что  $B = \operatorname{tg}\Phi$ ), снабдив его лишь краткой словесной предпосылкой [2, с. 12]: "Из анализа уравнения баланса механической и тепловой энергий при резании материалов для величины В может быть получено следующее теоретическое выражение (без

\* Продолжение. Начало см. "Вестник машиностроения" № 1-8 за 2010 г. (далее В. М. 1—В. М. 8), продолжение — № 10 за 2010 г.

учета влияния явлений трения на задней контактной площадке инструмента):

$$\begin{aligned} B = & \frac{(PeB - 2)\operatorname{erf}(0,5\sqrt{PeB}) + 1,125\sqrt{PeB}\exp(-0,25PeB)}{\sqrt{PeB}[\sqrt{Pe} + 0,325FD^{0,3}(1 - \sin\gamma)^{0,25}]} + \\ & + \frac{0,665\operatorname{erf}(0,5\sqrt{PeB})}{\sqrt{PeB}} + \frac{0,145F^{0,8}D^{0,25}\operatorname{erf}^{0,25}(0,5\sqrt{PeB})}{Pe^{0,5}B^{0,2}(1 - \sin\gamma)^{0,95}} + \\ & + \frac{PeB(1 - \sin\gamma)^{0,4}[\cos\gamma + \sin\gamma - B(\cos\gamma - \sin\gamma)]}{(\cos\gamma + B\sin\gamma)[Pe(1 - \sin\gamma)^{0,4} + 0,225FD^{0,3}]} - 1, \quad (100) \end{aligned}$$

где Pe, F и D — безразмерные комплексы (критерии подобия), определяющиеся выражениями:

$$Pe = v_0 h_1 / a \quad (101)$$

— критерий Пекле, характеризующий степень влияния режимных условий процесса  $v_0 h_1$  по сравнению с влиянием теплофизических свойств обрабатываемого материала  $a$ :

$$F = \frac{\lambda_p}{\lambda} \left[ \frac{\pi}{2} - (\gamma + \alpha) \right] [\pi - (\varphi + \varphi_1)] \quad (102)$$

— критерий, отражающий влияние геометрии инструмента и отношения теплопроводностей инструментального и обрабатываемого материалов;

$$D = h_1 / b \quad (103)$$

— критерий, характеризующий геометрию сечения среза;

$$\operatorname{erfx} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x e^{-x^2} dx \quad (104)$$

— интеграл вероятности, функция, хорошо табулированная в литературе".

Вид трудночитаемого выражения (100), дополненного его расшифровкой — уравнения (101)÷(104) — с упоминанием хорошего табулирования в литературе, заставляет сильно сомневаться в более простом и наглядном виде теоретических решений, получаемых с помощью метода подобия. Трудно даже представить, каким бы стало это "простое и наглядное комплексное выражение" (100), если бы его автор для повышения точности решил

попытаться учесть еще и весьма существенное "влияние явлений трения на задней контактной площадке инструмента".

Разберем подробно изложенное в приведенной цитате из монографии [2].

Во-первых, из авторских пояснений к выражению (100) видно, что С. С. Силин по-прежнему занимается малополезным перечислением того, что учитывает тот или иной "критерий", но вновь ни слова не говорит о том, критерием какой стороны процесса резания он является.

Во-вторых, в новой теории С. С. Силина вместо независимых критериев опять имеет место набор буквенных обозначений взаимозависимых членов, включающих смешанные базовые параметры: толщина  $h_1$  срезаемого слоя входит и в "критерий" (101), и в "критерий" (103); с учетом равенства (20) (В. М. 5, с. 60) видно, что коэффициент  $\lambda$  теплопроводности входит и в "критерий" (101), и в "критерий" (102).

В-третьих, автор, вероятно для создания впечатления большей близости к классической теории теплопроводности, вместо буквы  $B$  (78) (В. М. 8, с. 60) присвоил тому же комплексу известное обозначение  $Pe$  (101) и стал называть его "критерием Пекле", что является совершенно неправомерным иискажает действительное содержание критерия Пекле. В классическом критерии Пекле (84) (В. М. 8, с. 70) используется размер перемещающегося теплового источника *в направлении скорости* его движения, а в выражении (101) — размер, *перпендикулярный к направлению скорости* движения. Рассмотрим результат такой замены. В работе [3, с. 40] А. Н. Резников приводит пример быстродвижущегося источника при точении стали 45 ( $a = 8 \text{ мм}^2/\text{с}$ ) со скоростью схода стружки  $6,4 \text{ м}/\text{мин}$  ( $v = 107 \text{ мм}/\text{с}$ ), подачей  $S_{об} = 0,2 \text{ мм}/\text{об}$  и длиной контакта стружки с резцом  $l = 0,8 \text{ мм}$ . По классической формуле (84) имеем  $Pe = 10,7 > 10$ , т. е. рассматриваемый источник — быстродвижущийся. А по "критерию Пекле" (101) в трактовке С. С. Силина с учетом того, что при  $\phi = 45^\circ$  по формуле (78)  $h_1 = 0,14 \text{ мм}$  и что при постулированном С. С. Силиным значении  $k_c = 2$  скорость резания  $v_o = k_c v = 214 \text{ мм}/\text{с}$ , получим  $Pe = 3,7 < 10$ , т. е. тот же источник, наоборот, следует считать перемещающимся очень медленно.

В-четвертых, автор, вынеся в левую часть выражения (100) искомую букву  $B$ , создает у читателя иллюзию того, что получил формулу для расчета этой величины. Но на самом деле выражение (100) — это не формула, а сложное трансцендентное уравнение, в правой части которого искомая величина  $B$  задействована 12 раз.

В-пятых, хотя автор написал, что его уравнение учитывает баланс механической энергии, но ни одного прочностного показателя обрабатываемого материала и коэффициента трения в него не вхо-

дит. Поэтому в основу этого уравнения, скорее всего, положены некорректные обоснования А. И. Белоусова или им подобные, тем более что со ссылкой на последнего С. С. Силин написал [2, с. 27], что температура в условной плоскости сдвига " $T_p = kT_{плав}^{*1}$ ", где коэффициент  $k$  имеет для всех обрабатываемых материалов одно и то же постоянное значение, равное  $k = 0,215$ " (а как же иначе, ведь 0,215 — это устоявшаяся "классика").

В-шестых, как было указано выше, хотя С. С. Силин и пишет, что он с помощью теории подобия получает более простой и наглядный вид расчетных выражений, но с этим, глядя на расчетное выражение (100) с пояснениями (101)÷(104), никак нельзя согласиться, хотя в последующей технической литературе и встречаются бездумные повторения этого утверждения (например, Н. В. Талантов пишет [4, с. 41]: "С. С. Силин для решения этой задачи использовал метод источников теплоты с последующим представлением полученных решений в виде простых зависимостей между безразмерными критериями подобия").

Разделение инженерных формул на части с их последующим обозначением разными буквами ничуть не упрощает суть дела для технолога-практика, который оперирует не условными буквами, а вполне конкретными технологическими параметрами. Поэтому нельзя согласиться и с тезисом о наглядности, поскольку технолог, глядя на выражения "теории подобия" С. С. Силина, не видит, как тот или иной конкретный технологический фактор влияет на интересующий его показатель процесса резания, а должен напрягаться и вспоминать, что означает та или иная "комплексная" буква.

Хорошо, что далее С. С. Силин вспомнил основной прием своей "теории подобия", заключающийся в радикальном избавлении от всех неудобных комплексов: "Для случая  $B \geq 0,4$ , соответствующего рациональным режимам резания, из уравнения (100) получена более простая теоретическая формула степенного вида:

$$B = \frac{mPe^n}{F^k D^p (1 - \sin \gamma)^q}, \quad (105)$$

в которой коэффициент  $m$  и показатели степени  $n$ ,  $k$ ,  $p$  и  $q$  в зависимости от условий выполнения процессов резания должны определяться по табл. 1".

Укажем, что для того, чтобы воспользоваться этой таблицей, читателям еще необходимо выполнить расчет по "комплексным" выражениям:

$$\mathcal{L} = \frac{FD^{0,3}(1 - \sin \gamma)^{1,25}}{\sqrt{Pe}} \quad (106)$$

<sup>\*1</sup> Здесь и далее обозначения основных параметров резания и нумерация формул приведены в соответствие с принятыми в данной серии статей.

$$M = \frac{FD^{0,3}}{\text{Pe}(1 - \sin\gamma)^{0,4}}, \quad (107)$$

приведенным в заголовках колонок данной таблицы [в свою очередь значения  $F$ ,  $D$  и  $\text{Pe}$  определяются формулами (101)÷(103)].

Итак, автор заменил очень сложное уравнение (100) формулами (105)÷(107), которые, по его мнению, более доступны для технологов. Но и эти формулы требуют вычисления большого числа различных степеней, начиная от 0,3, 0,4 и 1,25 в формулах (106), (107) и кончая  $n$ ,  $k$ ,  $p$  и  $q$  в формуле (105), а кроме того, содержат и дополнительную неприятность, для пояснения которой укажем значения из первой строки таблицы С. С. Силина: если по формуле (101)  $\text{Pe} \leq 10$ , по формуле (106)  $L \leq 0,03$ , по формуле (107)  $M \leq 0,05$ , то  $m = 0,18$ ,  $n = 0,23$ ,  $k = -0,13$ ,  $p = -0,04$ ,  $q = 1,47$ . Далее следует вести расчет по формуле (105). Вычислив результат, можно неожиданно прийти к огорчительному заключению: долгие расчеты проводились не по той формуле, поскольку на практике весьма часто бывает, что  $B \leq 0,36$  ( $k_c \geq 2,73$  при  $\gamma = 0$  [5, 6]). Ведь технолог только еще собирается вычислить  $B$  и потому никак не может заранее знать, удовлетворяет ли оно условию  $B \geq 0,4$ , необходимому для обоснованного использования упрощенной формулы (105) для нахождения этого самого  $B$ . На наш взгляд, с научной точки зрения вообще некорректно давать указания типа: "если  $B \geq 0,4$ , то находим  $B$  по такой-то упрощенной формуле".

Рассмотрев указанным образом угол наклона условной плоскости сдвига, С. С. Силин на последующих страницах монографии [2] излагает порядок "теоретического" определения всего остального — длины контакта стружки с резцом, силы и температуры резания. Он пишет [2, с. 17]: "Из теории сопротивления материалов известно, что сила сжатия образца вызывает его разрушение по плоскости максимальных напряжений, расположенной под углом 45° к линии ее действия. Сила стружкообразования  $R$  ... при резании также вызывает значительное сжатие и упруго-пластическое деформирование металла снимаемого припуска с последующим пластическим сдвигом (разрушением) образующихся элементов стружки. Следовательно, можно принять допущение о том, что сила  $R$  всегда должна составлять с условной плоскостью сдвига  $AB$  (с силой  $P_c$ ) угол, равный 45°" (рис. 14, а).

Итак, сначала автор пытается внушить читателю мысль о том, что если к любому объекту приложить достаточную силу, то независимо от механических особенностей этого объекта разрушение всегда произойдет по плоскости, расположенной под углом 45° к приложенной силе. Для этого С. С. Силин апеллирует к полузабытым технологами сведе-

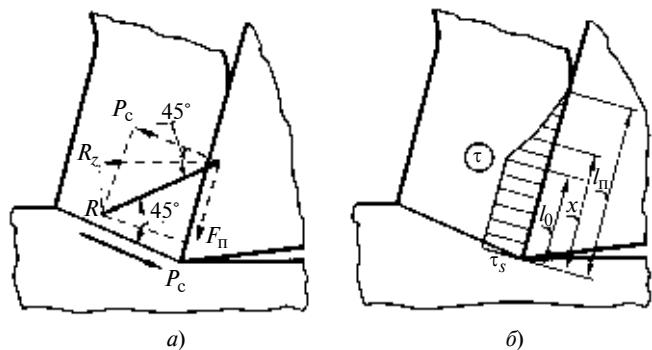


Рис. 14. Две схематизации процесса резания, использованные С. С. Силиным

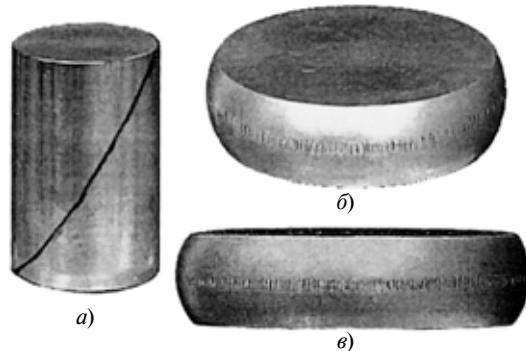


Рис. 15. Направление трещин при осадке образцов из латуни ЛН65-5 (а), алюминиевого сплава Д16 (б) и стали 45 (в) (опытные образцы А. Л. Воронцова)

ниям из теории сопротивления материалов. Но на самом деле в этой теории при ее корректном изложении говорится о том, что при линейном напряженном состоянии, иллюстрируемом чистым растяжением, наибольшие касательные напряжения возникают под углом 45° к оси растянутого стержня, т. е. к осевой растягивающей силе (см., например, учебник [7, с. 45]). Но разрушение при чистом растяжении в подавляющем большинстве случаев происходит в плоскости, перпендикулярной к направлению растягивающей силы, т. е. расположенной под углом не 45, а 90° к направлению силы. При идеальном сжатии наибольшие касательные напряжения также возникают под углом 45° к линии осевой сжимающей силы, но разрушение при этом у разных материалов происходит под разными углами, в том числе и по продольным плоскостям, параллельным силе, а не только под углом 45° (см., например, учебник [7, с. 66, рис. 60]).

На рис. 15 представлены результаты опытов на сжатие, демонстрируемые студентам на лабораторных работах по сопротивлению материалов. Из них видно, что образец из хрупкой латуни с начальной высотой, в 1,5 раза большей диаметра, разрушается по поверхности, проходящей от одного торца до другого, т. е. под углом  $\approx 33^\circ$  к оси (см. рис. 15, а). А у более пластичных материалов трещины возникают в плоскостях, параллельных оси (см. рис. 15, б, в). Кроме того, в технике фактически всегда реализу-

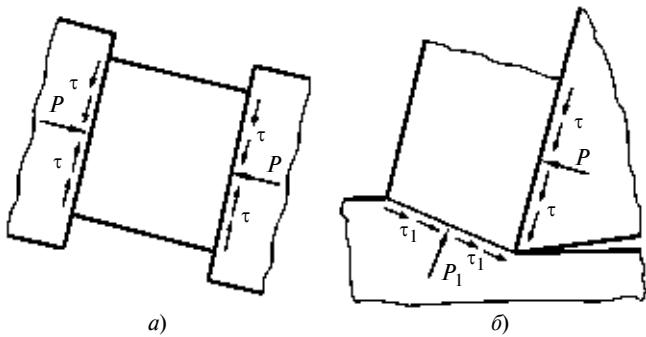


Рис. 16. Сопоставление действующих сил и касательных напряжений при осадке (а) и резании (б)



Рис. 17. Зарождение разделяющих трещин при пробивке в штампе заготовки из стали 45 (опытный образец А. Л. Воронцова)

ется неидеальное сжатие, при котором из-за наличия контактного трения по торцам вместо линейного напряженного состояния будет объемное, в связи с чем максимальные касательные напряжения принципиально не будут расположены под углом  $45^\circ$  к направлению сжимающей силы [7, с. 243], поскольку это направление из-за наличия касательных напряжений уже не является направлением главного нормального напряжения. Напомним читателям, что согласно строго доказанному положению механики деформируемого тела максимальные касательные напряжения всегда действуют в площадках, расположенных под углом  $45^\circ$  к главным площадкам, т. е. к площадкам, в которых действуют главные нормальные напряжения и, соответственно, касательные напряжения отсутствуют.

Более того, из рис. 16 хорошо видно, что резание вообще практически ничего общего с упоминаемым С. С. Силиным сжатием образца (называемым также осадкой) не имеет. При резании, в отличие от осадки, основная сжимающая сила  $P$  возникает только с одной стороны, а не с двух противоположных сторон, и на поверхности, к которой приложена эта сила, возникает *неуравновешенная* система касательных напряжений  $\tau$ . Причем никаких касательных напряжений на противоположной поверхности нет. При осадке на обоих противоположных торцах возникают *уравновешенные* системы касательных напряжений  $\tau$ . При резании значительные касательные напряжения действуют не только на поверхности приложения силы  $P$ , но и в плоскости сдвига ( $\tau_1$ ), поперечной к этой поверхности, чего при осадке вовсе нет (там боковая поверхность свободна от сил и касательных напря-

жений). Кроме того, почему-то часто забывают, что при резании в основании стружки действует не только сила сдвига, но и сжимающая сила  $P_1$ , которая обязана возникать по условиям статики для уравновешивания силы трения от касательных напряжений  $\tau$  (в нашем решении силу  $P_1$  характеризуют сжимающие напряжения  $\sigma_x$ , определяемые формулой (141) из работы [8]). К сведению укажем, что правильная силовая схема резания с силой  $P_1$  приведена в книге [6, с. 69, рис. 47].

Ранее мы уже неоднократно указывали на то, что аналогия резания со сжатием является некорректной и по другим соображениям. И вообще говорить об аналогии только на основании одного частного сходства столь же неправомерно, как сказать, например: "Поскольку при растяжении образца наблюдается *усадка* его диаметра, то чистое растяжение по напряженному и деформированному состояниям ничем не отличается от процесса образования стружки". Впрочем, С. С. Силин для определения  $\tau_1$  использует даже *такое* представление в виде "гипотезы о равенстве касательных напряжений при резании и растяжении в условиях равенства относительных сдвигов" [2, с. 71]. Таким образом, резание может стать похожим на все что угодно в зависимости от того, кто на резание смотрит и что он хочет в нем увидеть: плавление, сжатие или, наоборот, растяжение.

Укажем, что по сравнению со сжатием (не говоря уже о растяжении) по своей физической сути куда более близкими к процессу резания являются известные разделительные операции листовой штамповки, такие как разрезка обычными, гильотинными или дисковыми ножницами, а также вырубка или пробивка. И во всех этих операциях разделяющие трещины почти параллельны разделяющей силе, т. е. наклонены к линии приложения силы не под  $45^\circ$ , а под небольшим углом ( $4\text{--}6^\circ$ ), уменьшающимся с увеличением прочностных характеристик разделяемого материала (учебное пособие [9, с. 49], а также рис. 17).

Очевидно, что сила трения  $F_\Pi$ , действующая на передней поверхности резца (см. рис. 14, а), в действительности зависит от условий трения на контактной поверхности и длины контакта стружки с резцом. Ясно, что можно управлять не только коэффициентом трения (с помощью смазочного материала), но и длиной контакта стружки с резцом, используя, например, резцы с уменьшенной передней поверхностью [6, с. 73]. Поэтому сила трения  $F_\Pi$  является самостоятельным силовым фактором, а не величиной, полностью определяемой силой  $P_c$  сдвига (самостоятельность этой силы подчеркивает и М. Ф. Полетика [6, с. 98]). Именно сила  $F_\Pi$ , обусловленная контактными касательными напряжениями  $\tau$ , и является главной составляющей силового воздействия резца, определяющей величину силы  $P_1$  (см. рис. 16, б).

Однако С. С. Силин, рассматривая силовое равновесие выделенного элемента стружки (см. рис. 14, *a*), умалчивает о нормальной к плоскости сдвига силе  $P_1$  (см. рис. 16, *б*) и представляет дело так, будто на границе между стружкой и заготовкой действует лишь сила сдвига

$$P_c = \tau_s b h_1 / \sin \Phi, \quad (108)$$

которая, якобы, и определяет все остальные силы.

Дополнив такую ошибочную статику некорректно постулированным углом в  $45^\circ$ , автор получает возможность найти силу

$$R = \frac{P_c}{\cos 45^\circ} = \sqrt{2} \tau_s \frac{b h_1}{\sin \Phi}. \quad (109)$$

После этого, проецируя равнодействующую  $R$  на нужные направления, С. С. Силин находит силу трения

$$F_\Pi = \tau_s b h_1 \left( \frac{\sin \gamma + \cos \gamma}{B} + \sin \gamma - \cos \gamma \right) \quad (110)$$

и основную составляющую силы резания

$$R_z = \tau_s b h_1 \left( 1 + \frac{1}{B} \right). \quad (111)$$

Завершив первую часть "исследования", автор вспоминает, что все-таки сила трения  $F_\Pi$  должна зависеть от контактных характеристик. Для описания этой зависимости С. С. Силин использует общепринятое [3÷6] представление области контакта стружки с передней поверхностью резца в виде двух зон (см. рис. 14, *б*): зоны пластического контакта длиной  $l_0$ , в которой касательные напряжения постоянны и равны  $\tau_s$ , и зоны упругого контакта длиной  $l_\Pi - l_0$  (где  $l_\Pi$  — общая длина контакта стружки с резцом), в которой касательные напряжения плавно уменьшаются до нуля в конечной точке касания стружки с резцом.

Сначала С. С. Силин вводит допущение, что  $l_0/l_\Pi = 0,5$ , т. е., что  $l_\Pi = 2l_0$  [2, с. 20]. Укажем, что согласно экспериментальным данным отношение  $l_0/l_\Pi = 0,1 \div 0,6$  [3, с. 77];  $0,35 \div 0,63$  [4, с. 98, 109];  $0,3 \div 0,8$  [5, с. 88];  $0,19 \div 0,68$  [6, с. 8], т. е. это отношение изменяется в широких пределах.

Далее, автор вводит допущение, что в зоне упругого контакта касательные напряжения убывают по закону 3-й степени:

$$\tau = \tau_s (l_0/x)^3. \quad (112)$$

Укажем, что согласно экспериментальным данным работы [3, с. 75] показатель степени  $n$ , характеризующий крутизну падения касательных напряжений, изменяется в пределах  $1,8 \div 3,8$ , а его среднее значение равно 2,7. Отметим также, что принятое

С. С. Силиным выражение (112) является некорректным, поскольку оно не удовлетворяет очевидному условию  $\tau_0 = 0$  при  $x = l_\Pi$  (см. рис. 14, *б*); укажем, что та же ошибка имела место и в предшествующей работе С. С. Силина [1, с. 113]. Правильное выражение приведено в монографии [3, с. 75]:

$$\tau = \tau_s \left( \frac{l_\Pi - x}{l_\Pi - l_0} \right)^n. \quad (113)$$

При допущениях С. С. Силина оно принимает вид

$$\tau = \tau_s \left( 2 - \frac{x}{l_0} \right)^3. \quad (114)$$

Интегрируя некорректное выражение (112), автор находит среднее касательное напряжение в зоне упругого контакта:

$$\tau_{y, cp} = \frac{\tau_s}{l_0} \int_{l_0}^{2l_0} \left( \frac{l_0}{x} \right)^3 dx = 0,375 \tau_s. \quad (115)$$

При интегрировании корректного выражения (114) было бы получено

$$\tau_{y, cp} = \frac{\tau_s}{l_0} \int_{l_0}^{2l_0} \left( 2 - \frac{x}{l_0} \right)^3 dx = 0,25 \tau_s, \quad (116)$$

что на 50 % меньше значения (115). Таким образом, использование выражения (112) привело к весьма грубой математически ошибке.

Используя далее полученное ошибочное значение, автор находит среднее касательное напряжение на всей длине контакта

$$\tau_{cp} = \frac{\tau_s l_0 + 0,375 \tau_s l_0}{2l_0} = 0,6875 \tau_s, \quad (117)$$

после чего определяет суммарную силу трения на передней поверхности инструмента:

$$F_\Pi = 0,6875 \tau_s b l_\Pi. \quad (118)$$

Итак, с одной стороны, согласно принципиально ошибочному представлению, сила трения (110) между стружкой и резцом полностью определяется силой среза в условной плоскости сдвига и совершенно не зависит ни от размеров поверхности контакта, ни от закономерностей изменения контактных касательных напряжений. Но с другой стороны, согласно противоположному предположению, сделанному на основе нескольких допущений и грубой ошибки, сила трения (118) между стружкой и резцом, наоборот, полностью определяется параметрами в зоне контакта и совершенно не зависит от силы среза. После этого выражение (110) при-

равняется выражению (118), в результате чего находится длина контакта

$$l_{\pi} = 1,45h_1 \left( \frac{\sin\gamma + \cos\gamma}{B} + \sin\gamma - \cos\gamma \right). \quad (119)$$

Отметим, что здесь реализована весьма оригинальная идея: длину контакта стружки с резцом ищут из условия равенства принципиально ошибочного выражения грубо ошибочному и мало обоснованному. При таком "научном" подходе можно без особых затруднений получить любой желаемый результат. Например, можно подправить принципиально ошибочное представление, написав: "Учитывая, что при реальном сжатии на контактной поверхности действуют касательные напряжения, можно принять, что угол между разрушающей нагрузкой и плоскостью разрушения составляет не  $45^\circ$ , а  $33^\circ$  (или, скажем,  $6^\circ$ )". В результате получим совсем иные значения длины контакта стружки с резцом. А можно заняться уточнением грубо ошибочного и мало обоснованного представления. Например, исправить ошибку и использовать выражение (116). Или, скажем, написать, что  $l_0/l_{\pi} = 0,4$  или  $l_0/l_{\pi} = 0,66$  (сославшись, для убедительности, на результаты экспериментов, представленные в книге [6, с. 39, табл. 5]). В результате получим еще несколько значений длины контакта. А можно изменить закон распределения контактных касательных напряжений, использовав вместо степени 3 указанный А. Н. Резниковым средний показатель  $n = 2,7$  или, скажем,  $n = 2$ . Получим еще множество вариантов. И так далее.

Дополнив принципиально неверное выражение (111) силой трения, действующей на задней поверхности резца и найденной с помощью нескольких новых допущений, С. С. Силин получил формулу силы резания:

$$P_z = \tau_s b h_1 \left( 1 + \frac{1}{B} + 0,625 \frac{\rho_1}{h_1} \frac{b_1}{b} \sqrt{\frac{B}{\sin\alpha}} \cos\alpha \right), \quad (120)$$

где  $\rho_1$  — радиус скругления режущей кромки;  $b_1$  — периметр рабочих участков режущих кромок.

Эта формула явно абсурдна, так как согласно ей при вполне реальном заднем угле  $\alpha = 0$  сила резания должна быть бесконечно большой, в то время как в реальности она будет лишь ненамного больше силы резания при  $\alpha = -15^\circ$ .

Сразу же после этого автор написал [2, с. 51]: "Формула (120) представляется также в виде следующей степенной зависимости:

$$P_z = \frac{C_{P_z} \tau_s b h_1 E^{0,04} M^{0,04}}{B^m \sin^{0,022} \alpha}, \quad (121)$$

где  $E = \rho_i/h_1$ , а  $M = b_1/b$  — отношение периметра рабочих участков режущих кромок к ширине среза;

$C_{P_z} = 1,875$ ;  $m = 0,765$  при  $B \leq 0,4$ ;  $C_{P_z} = 2,25$ ;  $m = 0,555$  при  $B \geq 0,4$ .

Итак, формула (120) непонятным образом приобрела привычный для технологов стёпенно-комплексный вид (121). При остро заточенном резце с  $\rho_1 = 0$  согласно исходной формуле (120)  $\sin\alpha$  на силу резания  $P_z$  влиять уже не будет. Но согласно новой формуле (121) влияние  $\sin\alpha$  сохраняется независимо от величины  $\rho_1$ . Кроме того, согласно новой формуле (121) получается не только  $P_z = \infty$  при  $\alpha = 0$ , но и  $P_z = 0$  при  $E = 0$  ( $\rho_1 = 0$ ), т. е. резание остро заточенным резцом вообще никаких сил якобы не требует. Таким образом, получили абсурдный результат.

Неустанно пропагандируя большую полезность "комплексов" и "критериев", автор постоянно напоминает в предисловиях и послесловиях (см., например, книгу [2, с. 146]), что "каждая экспериментальная точка на графике, соответствующем единичному опыту, может быть получена при различных условиях эксперимента, т. е. при различных значениях входящих в критерий величин. При этом существенной является только величина самого критерия. Обрабатывая результаты экспериментов в критериальной форме, мы распространяем результаты единичных опытов на группы подобных явлений. Критерии подобия при этом получают смысл обобщенных координат".

Но мы снова видим [см. авторское пояснение к формуле (121)], что если удвоить значения  $\rho_1$  и  $h_1$  в новом "критерии"  $E$ , то сам он останется без изменений, а вот основная характеризуемая величина  $P_z$  из-за удвоения  $h_1$  при этом также удвоится. Это же относится и к новому "критерию"  $M$  с учетом независимого наличия в выражении (121) параметра  $b$ . Тогда спрашивается, критерием чего являются эти "критерии"? И разве можно сказать, что "существенной является только величина самого критерия"  $E$ , а величина входящего в него параметра  $h_1$  при постоянстве  $E$  является несущественной, когда при этом сила резания  $P_z$  может измениться в несколько раз?!

Таким образом, в целом можно констатировать, что в рассмотренных работах С. С. Силина имеет место попытка представить с помощью обобщающих буквенных обозначений, что для описания процесса резания используется теория подобия в ее классическом понимании, которая на самом деле в его работах применена в совершенно некорректном виде.

В дополнение С. С. Силин пишет [2, с. 69]: "Для определения оптимальной температуры резания А. И. Белоусовым предложена приближенная формула

$$T_{\text{опт}} = 0,43k_0 T_{\text{T}}, \quad (122)$$

где

$$k_0 = \sqrt{\frac{\lambda c\rho}{(\lambda c\rho)_p}} \text{ при } k_0 > 1 \quad (123)$$

$$\text{и} \quad k_0 = \sqrt{\frac{(\lambda c\rho)_p}{\lambda c\rho}} \text{ при } k_0 < 1; \quad (124)$$

$T_t$  — температура термостойкости инструментального материала".

Напомним, что согласно А. И. Белоусову коэффициент 0,43 (т. е.  $0,215 \cdot 2$ ) "получил" сам обрабатываемый материал, который сначала расплавился в плоскости сдвига, затем вернулся назад в заготовку и усреднил там свою температуру до величины  $0,215 T_{\text{плав}}$ , а затем для окончательного отрезания вернулся в зону сдвига и загадочным образом удвоил там температуру до величины  $0,43 T_{\text{плав}}$ .

Что касается формул (123) и (124), то они представляют собой великолепный парадокс, который вполне может заменить в алгебре Буля знаменитый парадокс английского математика П. Э. Б. Журдена, впервые предложенный им в 1913 г. Он взял карточку и на лицевой стороне написал: "Утверждение на обратной стороне этой карточки истинно", а на обратной стороне написал: "Утверждение на обратной стороне этой карточки ложно", после чего попросил логически определить, истинно ли утверждение на лицевой стороне карточки. Ясно, что, переворачивая карточку, в своих логических рассуждениях вы будете ходить по кругу, все время возвращаясь в исходную позицию.

Так как до расчета величина  $k_0$  неизвестна, то допустим, что вы решили наугад выполнить вычисления по формуле (123) и получили  $k_0 < 1$ . Это означает, что вы считали по неправильной формуле. Тогда вы повторяете расчет по правильной формуле (124) и, так как формула (124) дает величину, обратно пропорциональную величине, получаемой по формуле (123), получаете уже  $k_0 > 1$ , что противоречит условию использования и этой формулы. Тогда вы возвращаетесь к формуле (123) и все повторяется до бесконечности. Поэтому резальщикам-практикам, скорее всего, придется искать оптимальную температуру по выражениям (122)÷(124) очень и очень долго.

Если бы в результате расчета по формуле (123) было получено  $k_0 > 1$ , то это означало бы, что данная формула использована правильно. Однако ясно, что при этом по формуле (124) было бы получено  $k_0 < 1$ , т. е. и данная формула также является правильной. В связи с этим совершенно неясно, какая же формула дает верный результат?

Далее С. С. Силин пишет [2, с. 73], что отождествил растяжение с резанием и провел "механические испытания 27 различных сталей и сплавов с использованием трех образцов для каждого мате-

риала". Все материалы испытывались в отожженном состоянии. Экспериментальная табл. 9, приведенная на с. 73 книги [2], полностью подтверждает теоретическое "открытие" А. И. Белоусова, что легче всего обтачивать заготовки из хорошо закаленной стали Р18. Согласно абсурдным пределам текучести, указанным в данной таблице, более всего следует опасаться резать латунь ЛС59-1, имеющую  $\sigma_{s0} = 880$  МПа. В 2 раза легче режется инструментальная сталь Р18 ( $\sigma_{s0} = 446$  МПа), в 3 раза легче — высокоуглеродистая штамповая сталь У10А ( $\sigma_{s0} = 286$  МПа), в 4 раза — жаропрочный сплав 15Х18Н12С4ТЮ ( $\sigma_{s0} = 220$  МПа). А проще всего обтачивать коррозионно-стойкую сталь 12Х18Н9Т ( $\sigma_{s0} = 193$  МПа). Но зато следует с большой опаской подходить к алюминиевому сплаву Д1 ( $\sigma_{s0} = 308$  МПа), который до этого технологи никогда не относили к особо прочным материалам, но который, согласно таблице С. С. Силина, превосходит по трудности обработки и У10А, и 15Х18Н12С4ТЮ, и 12Х18Н9Т.

К сведению приведем и корректные данные справочника [10], согласно которому указанные отожженные материалы имеют предел текучести  $\sigma_{s0}$ , МПа: латунь ЛС59-1 — 114 (с. 81); алюминиевый сплав Д1 — 150 (с. 124); инструментальная сталь Р18 — 420 (с. 78), высокоуглеродистая штамповая сталь У10А — 420 (с. 106), — жаропрочный сплав 15Х18Н12С4ТЮ — 435 (с. 69), коррозионно-стойкая сталь 12Х18Н9Т — 330 (с. 114).

В завершение в качестве образца "простых критериальных выражений" приведем формулу температуры резания, полученную С. С. Силиным после многих сильных упрощений. Как пишет автор [2, с. 45], наконец, "получены упрощенные выражения":

$$T = \frac{\tau_s \operatorname{erf} \sqrt{\frac{\rho E B}{4}}}{c \rho B \left\{ 1 + \frac{0,865 E B^{1,5}}{\sin^{0,5} \alpha [\cos \gamma + \sin \gamma - B(\cos \gamma - \sin \gamma)]} \right\}} \times \\ \times \left\{ 1 + 0,73 \frac{0,735 \rho E^{0,625} B^{1,075} [\cos \gamma + \sin \gamma - B(\cos \gamma - \sin \gamma)]^{0,55}}{F^{0,25} D^{0,075} \operatorname{erf} \sqrt{\frac{\rho E B}{4}} (\cos \gamma + B \sin \gamma)^{0,625}} + \right. \\ \left. + 0,5 \frac{0,865 E B^{1,5}}{\sin^{0,5} \alpha [\cos \gamma + \sin \gamma - B(\cos \gamma - \sin \gamma)]} \times \right. \\ \left. \times \left( 1 + \frac{\sin^{0,25} \alpha}{\sqrt{\rho E} B^{1,25}} + 1,72 \frac{0,465 B^{1,275} \rho E^{0,625} \cos \alpha}{F^{0,25} D^{0,075} \sin^{0,275} \alpha \operatorname{erf} \sqrt{\frac{\rho E B}{4}}} \right) \right\}. \quad (125)$$

Представляется, что, с учетом дополняющих эту формулу громоздких расшифровок комплексов  $B$ ,  $D$ ,  $E$ ,  $F$ ,  $\rho$ ,  $\operatorname{erf} \sqrt{\rho E B}$  типа расшифровок формулы (100), говорить о ее "простоте и наглядности" просто несерьезно.

# ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 336.66(075)

Л. Д. РЕВУЦКИЙ, канд. техн. наук (Российское общество оценщиков, г. Москва), e-mail: rev\_id@mail.ru

## Уточненная формула для определения экономически справедливой рыночной стоимости предприятия

Рассмотрены вопросы и проблемы определения полной рыночной стоимости предприятий с учетом основных стоимостепонижающих и стоимостеповышающих факторов — драйверов оцениваемой стоимости. Уточнены формулы для оценки рыночной стоимости производственно-технической базы предприятий. Поясняется, почему стоимость предприятия, определяемая по предлагаемой формуле, при фактическом отсутствии рынка купли-продажи средних и крупных предприятий может быть отнесена к разряду рыночной стоимости.

**Ключевые слова:** предприятие, стоимость, оценка, драйверы стоимости, уточненная формула стоимости.

In the paper the matters and problems of evaluation of overall market value the enterprises are considered subject to main factors, both lowering the cost, and heightened one — so-called estimated cost driver. The formulae for evaluation of the market value of the enterprise's production and technical base have been improved. It is clarified, why the enterprise's cost, being determined by the formula, at actual absence of the purchase and sale market of the medium-sized and large enterprises may be referred to a market value category.

**Keywords:** enterprise, cost, evaluation, cost drivers, a refined formula of cost.

Вначале конкретизируем некоторые основные понятия, термины и определения, имеющие непосредственное отношение к теме данной публикации.

Традиционно сложилось так, что одним и тем же словом-термином "предприятие" называют производственную (производственно-техническую) базу, имущественно(производственно)-земельный комплекс, а также имущественно-земельный и инфраструктурный комплекс рассматриваемого бизнес-объекта. Как правило, самостоятельную стоимость имеют как производственно-техническая база, так и земельный участок, а также объекты инфраструктуры предприятия, если они существуют. В сумме эти компоненты характеризуют общую (полную, комплексную, сводную, совокупную, консолидированную) стоимость предприятия.

Во многих случаях производственно-техническую базу предприятия можно рассматривать как улучшение его земельного участка, если он велик по занимаемой площади, но иногда скромный земельный участок предприятия является улучшением его производственно-технической базы. То же самое можно утверждать относительно объектов инфраструктуры предприятия, которые могут быть как улучшением, так и обременением по отношению к нему.

**Под рыночной стоимостью** предприятия понимается расчетная денежная мера обменной ценности полного состава его стоимостеобразующих компо-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 76)

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Тепловые** явления и обрабатываемость резанием авиационных материалов / А. И. Белоусов, П. И. Бобрик и др. // Тр. МАТИ. № 64. М.: Машиностроение, 1966. 179 с.
2. **Силин С. С.** Метод подобия при резании материалов. М.: Машиностроение, 1979. 152 с.
3. **Резников А. Н.** Теплофизика резания. М.: Машиностроение, 1969. 288 с.
4. **Талантов Н. В.** Физические основы процесса резания, изнашивания и разрушения инструмента. М.: Машиностроение, 1992. 240 с.
5. **Вульф А. М.** Резание металлов. Л.: Машиностроение, 1973. 496 с.
6. **Полетика М. Ф.** Контактные нагрузки на режущих поверхностях инструмента. М.: Машиностроение, 1969. 148 с.
7. **Феодосьев В. И.** Сопротивление материалов. М.: Наука, 1970. 544 с.
8. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагчиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 5. Определение кинематического, напряженного и деформированного состояний обрабатываемой заготовки // Вестник машиностроения. 2008. № 5. С. 61—69.
9. **Попов Е. А.** Основы теории листовой штамповки. М.: Машиностроение, 1977. 278 с.
10. **Кроха В. А.** Упрочнение металлов при холодной пластической деформации. Справочник. М.: Машиностроение, 1980. 157 с.

нентов, установленная с учетом стоимостепонижающих и стоимостеповышающих факторов, перспектив дальнейшего существования, специализации и уровня экономического развития оцениваемого предприятия на момент проведения оценки этой стоимости. В переведенной в России литературе стоимостепонижающие и стоимостеповышающие факторы называются драйверами стоимости, имеющими соответствующую расчетную денежную оценку.

Понятия и показатели общей и обменной ценности (стоимости) предприятия, а также методы определения этих показателей достаточно подробно изложены в статье [1].

Расчетная оценка рыночной стоимости предприятия должна быть юридически и экономически справедливой. Понятия юридически и экономически справедливой рыночной стоимости предприятия сравнительно полно раскрыты в работе [2]. Экономически справедливой считается объективная, научно обоснованная, неоспоримая величина не бумажной (фактивной), т. е. не рыночной капитализации, а ресурсной, комплексной рыночной стоимости оцениваемого предприятия. Еще раз особо подчеркнем, что рыночная стоимость предприятия является расчетной величиной в отличие от его рыночной цены, которая является договорной и может быть существенно или несущественно ниже либо выше установленной оценки стоимости. Экономически справедливой оценке рыночной стоимости предприятия должно быть присуще такое свойство, как приемлемая воспроизводимость результата определения ее величины, независимо от того, кто его профессионально определяет.

Из приведенных выше определений и соображений следует, что заказные оценки стоимости предприятия, а также спекулятивные показатели их рыночной капитализации, юридически и экономически справедливыми и достоверными, как правило, быть не могут.

Автор статьи не считает необходимым останавливаться на общизвестных подходах и методах определения рыночной стоимости предприятия. Однако следует отметить, что рекомендуемые методы решения подобных задач имеют существенные, иногда неустранимые недостатки: метод дисkontирования денежных потоков предприятия вообще непригоден для определения его стоимости; метод прямой капитализации фактических доходов предприятия существенно искажает оценку стоимости такого бизнес-объекта обычно в сторону занижения; метод затратного подхода не позволяет получить корректные оценки стоимости предприятия из-за проблем с обеспечением

достоверного осовременивания разновременных затрат. Метод сравнительного (рыночного) подхода к вопросам оценки стоимости предприятия в большинстве случаев оказывается неприемлемым, так как выбор аналогов оцениваемого предприятия и обоснование правильности сделанного выбора весьма и весьма затруднительны из-за того, что каждое предприятие по-своему уникально, а статистика продаж родственных объектов крайне ограничена.

Пропагандируемый в последнее время метод определения стоимости проблемных предприятий с использованием реальных опционов не выдерживает конструктивной критики, вряд ли заслуживает серьезного научного обсуждения и должен быть оставлен на совести тех, кто его предлагает.

Просто удивительно, что несмотря на принципиальные недостатки и явную ошибочность некоторых предположений, перечисленные выше методы оценки стоимости предприятий сегодня широко применяются на практике. Частая, довольно аргументированная критика этих методов в соответствующих статьях и литературе оставляется без внимания, никак не сказывается на работе оценщиков и экспертов отчетов о результатах оценки стоимости предприятий, не отражается в разрабатывающихся либо уточняемых стандартах проведения такой оценки. Честно заблуждающиеся люди и откровенные мошенники были, есть и будут почти в любом деле. Их реальный вклад в накопление разрушительной энергии возникшего мирового экономического кризиса и будущих кризисов очевиден.

К основным причинам повсеместного практического применения профессиональными оценщиками недостаточно корректных, вызывающих серьезную критику, а иногда и просто непригодных методов определения рыночной стоимости предприятия можно отнести следующие:

видимость научной обоснованности этих методов, правильности решения рассматриваемой задачи, созданная в расчете на простаков-дилетантов, недостаточно экономически и математически подготовленных пользователей и экспертов выдаваемых оценок;

сравнительно небольшую фактическую трудоемкость определения стоимости предприятия этими методами при достаточно высоких размерах оплаты труда профессиональных оценщиков;

необходимость посещения самого оцениваемого объекта для тщательной экономической (хозяйственной) диагностики, всестороннего обследования организационного, технического, технологического, экономического, финансового и социального состояния, уровня менеджмента (бы-

ли бы бизнес-план и бухгалтерский отчет предприятия, общие сведения о нем, и "определить" его стоимость можно, не выходя из кабинета);

возможность практически неограниченного манипулирования величиной получаемых результатов оценки стоимости предприятия в угоду требованиям заказчиков оценки, зачастую в ущерб обществу и государству;

существующие международные, европейские и отечественные стандарты оценки стоимости предприятия, которые не отличаются глубокой научной проработкой и высоким качеством, провоцируют появление ошибочных оценок (не исключено, что разработка таких стандартов до появления более корректных методов решения рассматриваемых оценочных задач является преждевременной).

За неимением лучшего в условиях относительной безвыходности сложившегося положения автором был выбран и соответствующим образом рационализирован метод прямой капитализации годового чистого дохода предприятия в рамках общеизвестного доходного подхода к определению его рыночной стоимости. В зависимости от выби-раемого стоимостеобразующего показателя для предприятий теоретически и практически существуют четыре разновидности этого метода:

метод прямой капитализации проектного годового чистого дохода предприятия;

метод прямой капитализации фактического годового чистого дохода предприятия;

метод прямой капитализации того или иного прогнозного годового чистого дохода предприятия;

метод прямой капитализации нормативного годового чистого дохода предприятия.

Разумеется, что в каждом конкретном случае должны быть использованы соответствующие драйверы искомой оценки стоимости.

В настоящее время, к сожалению, получила практическое применение только вторая разновидность этого метода, крупные недостатки которой специалистам оценочной деятельности известны. Первая и третья разновидности рассматриваемого метода в литературе не упоминаются вовсе, хотя теоретически и имеют право на существование, а четвертая разновидность была сформулирована в 1996 г. и настойчиво пропагандируется автором статьи в монографиях, журнальных публикациях и в интернете, начиная с 1997 г.

Первая примитивная формула определения рыночной стоимости предприятий методом прямой капитализации их годового нормативного чистого дохода в рамках общепринятого доходного подхода к решению в монографии [3, с. 92] и не имела в своем составе драйверов стоимости. В последующие 12 лет эта формула периодически уточнялась

введением соответствующих драйверов стоимости, и сегодня она имеет следующий концептуальный вид:

$$C_{\text{пп}} = C_{\text{оп}} K_{\text{пс}} = (C_{\text{пб}} + C_{\text{нп}} + C_{\text{зы}} + C_{\text{ис}}) K_{\text{пс}}, \quad (1)$$

где  $C_{\text{пп}}$  — полная рыночная стоимость предприятия на дату ее определения с учетом стоимости неосозаемых нематериальных активов ( $C_{\text{на}}$ ) и синергетического эффекта от суммирования входящих в нее стоимостеобразующих элементов ( $C_{\text{сэ}}$ );  $C_{\text{оп}}$  — общая стоимость предприятия на дату ее определения без учета стоимостей  $C_{\text{на}}$  и  $C_{\text{сэ}}$ , т. е. без учета коэффициента  $K_{\text{пс}}$ ;  $C_{\text{пб}}$  — рыночная стоимость производственно-технической базы предприятия на дату ее определения;  $C_{\text{нп}}$  — рыночная стоимость непрофильных производственных и непроизводственных активов предприятия, если они имеются на дату ее определения;  $C_{\text{зы}}$  — рыночная стоимость земельного участка предприятия или прав бессрочного либо временного владения и пользования этим участком на дату ее определения;  $C_{\text{ис}}$  — рыночная стоимость объектов инфраструктуры предприятия, если они есть на дату определения этой стоимости;  $K_{\text{пс}}$  — коэффициент учета влияния показателей  $C_{\text{на}}$  и  $C_{\text{сэ}}$  на величину показателя  $C_{\text{оп}}$  предприятия ( $K_{\text{пс}} = 1 + (C_{\text{на}} + C_{\text{сэ}})/C_{\text{оп}}$ ).

В свою очередь, показатель  $C_{\text{пб}}$  определяется по формуле:

$$C_{\text{пб}} = Z_{\text{пф}} + C_{\text{бн}} - \Phi_{\text{оп}} - C_{\text{кк}} - Z_{\text{вп}} - Z_{\text{нз}}, \quad (2)$$

где  $Z_{\text{пф}}$  — суммарные затраты на предпроектные, проектно-изыскательские и проектные работы, выполненные в стране после 1993 г. в условиях существования рыночной экономики до начала строительства оцениваемого предприятия и относящиеся только к оставшемуся периоду календарного времени в годах его полезного использования до списания;  $C_{\text{бн}}$  — номинальная нормативная рыночная стоимость производственно-технической доходоприносящей базы предприятия, рассчитываемая с учетом ее фактических физического и экономического износов, если последние имеют место;  $\Phi_{\text{оп}}$  — финансовые, социальные и экологические обязательства оцениваемого предприятия по состоянию на дату определения его рыночной стоимости;  $C_{\text{кк}}$  — амортизационно-реконструкционные средства рассматриваемого предприятия, полученные от клиентов, но не использованные по прямому назначению его собственником и менеджментом за годы, в течение которых оно находилось в их полном распоряжении, и окупавшие ту или иную часть капитальных вложений в создание

и на эксплуатацию имеющейся у него производственно-технической базы;  $Z_{\text{вп}}$  — сметные затраты, необходимые на восстановление частично утраченных в процессе эксплуатации предприятия производственных, производительных и социальных возможностей, т. е. частично утраченного потенциала его производственно-технической базы;  $Z_{\text{нз}}$  — сметные затраты на обеспечение нормализации производственной загрузки (уровня экономического развития предприятия с учетом расходов, необходимых на соответствующую профессиональную переподготовку — повышение квалификации участников его управлеченческой команды).

Краткий анализ формулы (2) показывает, что показатель  $C_{\text{пб}}$  может иметь положительные, нулевые и отрицательные значения в зависимости от соотношений сумм элементов этой формулы со знаками "+" и "-". При равенстве этих сумм величина  $C_{\text{пб}}$  будет равна нулю, если сумма  $\Phi_{\text{оп}}$ ,  $C_{\text{кк}}$ ,  $Z_{\text{вп}}$  и  $Z_{\text{нз}}$  будет превышать сумму  $Z_{\text{пф}}$  и  $C_{\text{бн}}$ , то  $C_{\text{пб}}$  примет отрицательные значения. Это означает, что суммы финансовой задолженности, компенсационных средств и соответствующей платы собственника бизнеса за допущенную бесхозяйственность превышают полную стоимость производственно-технической базы предприятия, фактически отчуждаемой не за оплату этой базы реальными деньгами, а за накопленные долги и затраты на устранение недостатков в управлении производственной и сбытовой деятельностью предприятия.

Показатель  $C_{\text{бн}}$  определяется по формуле:

$$C_{\text{бн}} = H \cdot \bar{\Psi} \cdot P \cdot K_i (1 - \Delta K_i / K_i) \times \\ \times (1 - K_p) K_e \cdot \Delta K_{\text{пер}} M_{\text{чд}} (1 - I_e) - C_{\text{кк}} - \\ - O_{\Phi} - C_{\text{вп}} - Z_{\text{нз}}, \quad (3)$$

где  $H$  — число наименований структурных рабочих мест (СРМ) предприятия для выполнения основных работ по производству продукции, работ и/или услуг;  $\bar{\Psi}$  — среднее число СРМ для выполнения основных работ производства ( $\text{СРМ}_o$ ) одного и того же наименования;  $P$  — средневзвешенное число персональных рабочих мест (ПРМ) основных производственных рабочих на одном  $\text{СРМ}_o$  предприятия;  $\Phi$  — средневзвешенный нормативный годовой фонд рабочего времени одного  $\text{СРМ}_o$  при двухсменном или иных режимах его использования, ч;  $K_i$  — средневзвешенное нормативное значение коэффициента эффективности использования рабочего времени на  $\text{СРМ}_o$  предприятия, доли ед.;  $\Delta K_i$  — средневзвешенное значение параметра изменения (снижения) величины коэффициента  $K_i$  в результате учета физического износа предприятия, следствием которого является, в частности, увели-

чение затрат рабочего времени на контроль качества выполняемых работ, наладку и переналадку технологического оборудования, ремонт производственных помещений и коммуникаций и т. д., доли ед.;  $K_p$  — средневзвешенное нормативное значение коэффициента резервирования производственной мощности  $\text{СРМ}_o$  предприятия для его устойчивой, бесперебойной работы в любых производственных и экономических ситуациях, доли ед.;  $K_e$  — средневзвешенное нормативное значение коэффициента, характеризующего уровень совершенства техники, технологии и организации производства выполняемых работ на  $\text{СРМ}_o$  предприятия (с помощью этого коэффициента учитывают масштаб производства и осуществляют трансформацию-пересчет затрат труда из человеко-часов в нормо-часы), доли ед.;  $\Delta$  — удельная нормативная валовая доходопроизводительность предприятия в расчете на 1 нормо-ч затрат труда его основных производственных рабочих на производство продукции, работ и/или услуг, устанавливаемая на дату определения его рыночной стоимости, тыс. р./нормо-ч;  $K_{\text{пер}}$  — коэффициент пересчета значения показателя  $\Delta$  в величину удельного чистого дохода предприятия  $\Delta_q$  на ту же дату, тыс. р./нормо-ч;  $M_{\text{чд}}$  — стабильный (капитализационный) мультипликатор значения показателя  $\Delta_q$  для пересчета его в величину показателя  $C_{\text{бн}}$ ;  $I_e$  — показатель экономического износа оцениваемого предприятия на дату проведения оценки его рыночной стоимости, доли ед.

Показатель  $M_{\text{чд}}$  представляет собой величину, обратную текущей рыночной ставки капитализации денежных доходов, равной усредненной текущей безрисковой ставке банковского процента, а иногда и текущему значению банковской ставки рефинансирования, доли ед.

Метод расчета показателя  $I_e$  приведен в работе [4].

Для определения показателя  $C_{\text{кк}}$  целесообразно использовать соотношение:

$$C_{\text{кк}} = A_o (1 - A_{\text{пп}} / A_o), \quad (4)$$

где  $A_o$  — сумма осовременных амортизационных отчислений за весь календарный период нахождения предприятия в собственности его последнего владельца, тыс. р.;  $A_{\text{пп}}$  — сумма осовременных амортизационных отчислений, которые за тот же период были использованы по своему прямому назначению, тыс. р.

С определенной степенью приближения разницу в суммах  $A_o$  и  $A_{\text{пп}}$  можно рассматривать в качестве частичного воспроизведения капитала, затраченного владельцем предприятия на его приобретение.

Способы установления значений показателей  $Z_{\text{пп}}$ ,  $Z_{\text{вп}}$  и  $Z_{\text{нз}}$  кратко изложены в работах [1, 5]. Показатель  $\Phi_{\text{оп}}$  определяют методом, представленным в работе [6]. В публикациях [1, 5] указано, где разрабатывались, собирались и заимствовались основные исходные данные для проведения соответствующих расчетов по формулам (2), (3) и (4). Расчеты текущих значений рыночной стоимости производственно-технической базы оцениваемых средних и крупных предприятий могут и должны быть компьютеризированы с использованием табличного процессора Excel-2007.

Известно, что в нашей стране рынка средних и крупных предприятий в отличие от рынка их ценных бумаг практически не существует. Другими словами, рыночную капитализацию таких предприятий определить можно, а их ресурсную рыночную стоимость методами сравнительного подхода к решению такой задачи установить нельзя ввиду отсутствия рынка. Возникает закономерный вопрос, почему при отсутствии заметного рынка купли-продажи средних и крупных предприятий у нас в стране стоимости  $C_{\text{пб}}$ , устанавливаемые по формулам (2) и (3), мы называем рыночными?

В этих формулах индикаторами рынка являются, по крайней мере, два объективных показателя —  $D_{\text{ч}}$  и  $M_{\text{чд}}$ , которые имеют свойство соответствующим образом меняться в зависимости от экономического состояния предприятия, банковской системы страны и экономики государства и мира в целом. Рыночная величина этих индикаторов на дату определения показателя  $C_{\text{пб}}$  позволяет относить его к разряду рыночных показателей.

Формула (2) убедительно демонстрирует, что ценность и стоимость производственно-технической базы предприятия напрямую зависят от проектной численности эксплуатируемого человеческого капитала, эффективного времени его использования и получаемого при этом годового (в частности, чистого) дохода. Другими словами, только производительный труд и его экономические, финансовые и социальные результаты обеспечивают создание ценности и стоимости производственных активов предприятия.

Методы определения оценок рыночной стоимости земельных участков и объектов инфраструктуры предприятий, т. е. показателей  $C_{\text{зу}}$  и  $C_{\text{ис}}$ , в статье не рассматриваются, так как автор не считает себя специалистом в этой области знаний. Подобного рода задачи решаются в массовом порядке без особых затруднений, чему способствует наличие

соответствующих стоимостеобразующих параметров — государственного кадастра земельных участков, а также ставок аренды земельной собственности и земельных налогов.

Методические проблемы возникают при определении значений показателей  $C_{\text{на}}$  и  $C_{\text{сэ}}$ . Представляется, что в оценочном деле принципиально нерешаемых задач не существует, поэтому рано или поздно теоретики и практики оценки объектов интеллектуальной собственности придумают, как это делать. Сначала предлагаемые решения, скорее всего, будут грубыми, обставляться многими ограничениями и допущениями. Со временем эти методы будут становиться все более и более корректными.

Когда-то Галилео Галилей (1564—1642) высказал продвинутую, актуальную и сегодня мысль: "Что может измеряться, должно измеряться; что не может быть измеренным, нужно сделать измеримым". Эта мысль легко поддается перефразированию применительно к проблемам оценки: "Что может быть оценено, то должно быть оценено; что не может быть оценено, нужно сделать оцениваемым".

Процесс оценки стоимости различных видов собственности, в том числе предприятий, по сути является своеобразной разновидностью измерений. При этом мерительным инструментом служит процедура расчета оцениваемого показателя по специально разработанной формуле, а измерителем — искомой величиной оказывается результат проведенного измерения.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Ревуцкий Л. Д. Ценность и стоимость предприятия: понятия и показатели // Аудиторские ведомости. 2009. № 1. С. 77—84.
2. Ревуцкий Л. Д. Обоснованная, справедливая и формальная оценки стоимости предприятия и других бизнес-объектов // Вопросы оценки. 2004. № 4. С. 23—28.
3. Ревуцкий Л. Д. Потенциал и стоимость предприятия. М.: Перспектива, 1997. 128 с.
4. Ревуцкий Л. Д. Экономический износ предприятия и методы его определения // Имущественные отношения в Российской Федерации. 2006. № 3. С. 90—93.
5. Ревуцкий Л. Д. Виды и методические особенности определения стоимости предприятий на разных стадиях их экономического развития // Аудит и финансовый анализ. 2009. № 2. С. 96—101.
6. Ревуцкий Л. Д. Учет финансовых обязательств и организационно-технического состояния предприятия при определении его рыночной стоимости и цены прекращения торга при продаже // Вопросы оценки. 2005. № 2. С. 46—50.

# ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.001.89(048.8)

К. С. КОЛЕСНИКОВ, акад. РАН, В. А. ДУБРОВСКИЙ, канд. техн. наук  
(ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), тел. (499) 137-8234

## О деятельности ОЭММПУ РАН по научному направлению "Машиностроение" в 2009 году

Даны краткие сведения о работе Объединенного научного совета РАН по комплексной проблеме "Машиностроение". Приведены примеры исследований и разработок, полученных в 2009 г. Даны оценки их уровня научной и практической значимости. Рассмотрены результаты работ по объектам техники для космических исследований; систем подводных роботов, взаимодействующих между собой; предложений по созданию надежной и безопасной морской техники, системы комплексных моделей и критериев разрушения конструкционных материалов в условиях экстремальных физико-механических воздействий с целью обеспечения и повышения ресурса и живучести машин и конструкций.

**Ключевые слова:** Объединенный научный совет РАН, отраслевые научные советы исследования и разработки по проблемам машиностроения.

The paper contains short information on activities of Joint scientific council of Russian Academy of Sciences regarding the complex problem "Engineering". The examples of investigations and developments, having been realized in 2009, are presented. Evaluation of their scientific and practical significance is given. The results of research have been considered on the objects of technique for cosmic investigations; systems of undersea robots, interacting between each other; proposals on design of reliable and safety marine technique; systems of complex models and fracture criteria of structural materials in the conditions of extreme physical-mechanical effects with the purpose to provide and enhance the resource and viability of the machines and viability of the machines and constructions.

**Keywords:** Joint scientific council of Russian Academy of Sciences (RAS), branch scientific councils of research and development regarding the engineering problems.

В состав Отделения энергетики, машиностроения, механики и процессов управления Российской академии наук входит Объединенный научный совет по комплексной проблеме "Машиностроение" (председатель академик К. С. Колесников). Объединенный научный совет осуществляет свою деятельность во взаимодействии с входящими в структуру РАН научными советами по проблемам: "Машиноведение и технологические процессы" (председатель академик К. С. Колесников); "На-

дежность, ресурс и безопасность технических систем" (председатель академик Н. А. Анфимов); "Тепловые режимы машин и аппаратов" (председатель член-корр. РАН О. М. Алифанов); "Энергомашиностроение" (председатель академик Ф. Г. Рутберг); "Автоматизированные системы диагностики и испытаний" (председатель академик В. В. Клюев).

Особо следует отметить деятельность научного совета по автоматизированным системам диагностики и испытаний, который вел несколько заседаний, посвященных проблемам неразрушающего контроля и технической диагностики, вопросам противодействия терроризму, в частности на железнодорожном транспорте. Была организована научная сессия по проблемам безопасности эксплуатации гидроэлектростанций и проблемам диагностики и испытаний опасных промышленных объектов. На открытии сессии академик В. В. Клюев отметил роль неразрушающих методов и средств контроля и технической диагностики в обеспечении безопасности России, говорил о важности объединения усилий академической и прикладной науки для создания инновационных решений. Были также проведены международная выставка и конференция "Неразрушающий контроль и техническая диагностика в промышленности", в работе которых приняли участие ученые и специалисты России, Англии, Германии, Канады, США и других стран.

Научным советом по проблемам машиноведения и технологических процессов, совместно с другими организациями были проведены: XVI ежегодная научная сессия по технологическим проблемам машиностроения (совместно с МГТУ им. Н. Э. Баумана); XXXVII ежегодная международная школа "Анализ и синтез нелинейных механических колебательных систем" (совместно с ИПМАШ РАН); IV конференция "Проблемы механики современных машин" (совместно с Восточно-Сибирским технологическим университетом, г. Улан-Удэ); XVI симпозиум "Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем" (совместно с ИМАШ РАН);

IX международная школа "Фундаментальные и прикладные проблемы надежности и диагностики машин и механизмов" (совместно с ИПМАШ РАН).

Научным советом "Надежность, ресурс и безопасность технических систем" при участии ведущих специалистов в области машиностроения и безопасности были проанализированы причины и последствия катастрофы на Саяно-Шушенской ГЭС. Представители ИМАШ РАН, ИВТАН РАН, ИПМех РАН, ИПУ РАН, ИВМ СО РАН, СКТБ "Наука" СО РАН совместно с ОАО "РусГидро", ОАО "Силовые машины", ЦНИИТМАШем, ЦКТИ провели анализ гидродинамической и вибрационной нагруженности, прочности, ресурса и живучести критических элементов второго гидроагрегата ГЭС, явившихся источником крупнейшей катастрофы. Результаты анализа были использованы при подготовке заключений правительственный и парламентской комиссий; докладывались на оперативных совещаниях специалистов и руководителей энергетической отрасли страны.

На Объединенный научный совет возлагается также подготовка материалов для соответствующих органов о важнейших результатах научных исследований и разработок по проблемам машиностроения с оценкой их уровня, научной и практической значимости. На основании материалов, поступивших в научный совет в 2009 г. от научных учреждений РАН, а также от членов РАН и возглавляемых ими коллективов, от научных центров и отраслевых научно-производственных организаций, проведен анализ исследований и разработок и подготовлен краткий отчет, включивший наиболее важные результаты фундаментальных и прикладных исследований за прошедший год, среди которых можно отметить следующие.

Выработаны рекомендации по перспективам использования и развития объектов наземной космической инфраструктуры отечественных космодромов Плесецк, Байконур, а также зарубежных космодромов, например Куру (Франция). Получена оценка длительности сроков эксплуатации сооружений стартового комплекса (СК) ракет-носителей "Союз" и "Протон". Результаты исследований рекомендуется использовать при создании новых СК.

Выполнены исследования полупроводниковых кристаллов, выращенных в ходе совместных российско-европейских экспериментов по космическому материаловедению на борту автоматического технологического аппарата "Фотон-М3". Реализован метод направленной кристаллизации. Показано, что в условиях орбитального полета даже при выращивании кристаллов промышленных размеров можно достичь диффузионного массопереноса в расплаве. Это открывает возможность выращивания в космосе кристаллов с однородным распределением свойств вдоль оси кристалла (ФГУП КБ общего машиностроения им. В. П. Бармина).

Разработан маршевый четырехкамерный жидкостный кислородно-керосиновый двигатель 14Д23 с тягой 30 тс для третьей ступени ракетоносителя (РН) "Союз 2", применение которого позволяет увеличить массу полезной нагрузки вследствие увеличения экономичности двигателя (ОАО КБХА ГНП РКЦ "ЦСКБ-Прогресс").

Разработан роботизированный комплекс, в состав которого входит группа подводных роботов, взаимодействующих между собой и с центральным постом оперативного управления. На основе модульной технологии разработаны различные конфигурации комплекса, позволяющие решать все многообразные задачи в прибрежных и глубоководных районах океана и подо льдом.

Разработан конструкционный материал — стеклометаллокомпозит, который может применяться для изготовления прочных корпусов глубоководной техники для работы на предельных глубинах океана (ИПМТ ДВО РАН).

Завершена работа по созданию главного судового двигателя 10Д49 (16ЧН26/26) мощностью 3820 кВт для работы в составе дизель-газотурбинной установки корабля ВМФ России типа "Фрегат". Дизель укомплектован микропроцессорной системой управления на современной элементной базе. Два дизеля в 2009 г. поставлены для головного корабля типа "Фрегат" на судостроительный завод "Северная Верфь" (ОАО Холдинговая компания "Коломенский завод").

Разработаны катализаторы для синтеза биотоплива из непищевой биомассы, конверсии его в синтез-газ, характеризующейся пониженным содержанием оксидов азота в отработавших газах, в том числе выхлопных. Предложена модернизация двигателя внутреннего сгорания для работы на этом биотопливе (ГНЦ РФ ФГУП "НАМИ").

Завершено комплексное исследование экстремальных ледовых нагрузок на корпусные конструкции арктических судов и сооружений, предназначенных для освоения шельфа Арктического региона.

На основе разработанных металлоуглеродистых наноматериалов и наноструктурированных суперпарамагнетиков созданы и испытаны опытные образцы сверхлегких широкодиапазонных радиопоглощающих покрытий, превышающих по своей эффективности зарубежные аналоги. Эти покрытия подготовлены к широкому внедрению на перспективных подводных лодках. Обоснованы методы снижения заметности надводных кораблей с использованием неметаллических композитных конструкционных радиопоглощающих материалов и наноструктурированных тонкослойных радиопоглощающих покрытий.

Создан принципиально новый тип высокоэффективного соосного движителя, работающего по нетрадиционной схеме: винт на валу + винт на колонке. Двигатель испытан и готов к использова-

нию на различных судах (ЦНИИ им. академика А. Н. Крылова).

Разработаны режимы деформационно-термической обработки мартенситно-стареющей стали H17K10B10MT, обеспечивающие получение заданных прочностных характеристик, твердости, пластичности и магнитных свойств (коэрцитивная сила и остаточная индукция). С применением этих режимов изготовлена опытная партия приводных дисков газовых центрифуг для обогащения урана. Диски переданы на предприятия атомной промышленности, где в настоящее время проводятся их промышленные испытания (ИПСМ РАН).

Создан специализированный гидравлический пресс для выдавливания поковок при активном действии сил контактного трения, а также для получения мелкоструктурных материалов путем накопления в заготовках больших пластических деформаций. Пресс открывает большие возможности производства крупных наноструктурированных заготовок (МГТУ им. Н. Э. Баумана).

Предложена модель, описывающая продвижение вершины трещины при малоцикловой усталости в течение времени жизни конструкций. Установлен параметр, влияющий на процесс накопления повреждений.

Разработаны низкоскоростные эмульсионные взрывчатые вещества (ВВ) со скоростью детонации  $1,8 \div 3,3$  км/с и высокой детонационной способностью. Композиции отличаются слабой зависимостью скорости детонации от диаметра цилиндрического или толщины плоского заряда ВВ. Детонационные характеристики низкоплотных ВВ позволяют использовать их там, где необходимо минимизировать взрывную нагрузку на обрабатываемые материалы. Приведены примеры применения эмульсионных ВВ для плакирования металлов фольгами, для сварки взрывом труб малого диаметра с моделью трубной доски в параллельной схеме сварки.

Завершены работы по усовершенствованию МГД-насоса "Пуш-пул", функционирующего на Соликамском магниевом заводе. МГД-насос "Пуш-пул" — безобмоточный насос наружного расположения для перекачивания жидкого магния. Имеется патент (ИМСС УрО РАН).

Построены математические модели и устройства для разрушения ледяного покрова, которые позволяют осуществлять навигацию в северных морских акваториях зимой. Разработаны также способы и устройства для ликвидации заторов на реках в период половодья. Эти модели позволили разработать методику оценки предельной несущей способности ледяного покрова, эксплуатирующегося в качестве аварийной взлетно-посадочной полосы или ледянной переправы (ИМиМ ДВО РАН).

Создана концептуальная модель транспортных модулей контейнерного типа и их конструктивной совместимости с разными видами транспорта: ав-

томобильного, водного и железнодорожного — по перевозке, складированию капсулированных грузовых потоков и к погрузо-разгрузочному оборудованию. Модель обеспечивает отсутствие ресурсных потерь и исключает возможность несанкционированного доступа к энергоносителям (ИПТ РАН).

Разработана комплексная методика оценки целостности, остаточного ресурса и надежности нефтегазопроводов и продуктопроводов с растущими стохастическими дефектами. Показано, что циклически изменяющиеся дилатационные механические напряжения, обусловленные диффузией водорода, могут быть основной причиной разрушения конструкций, многократно превышая напряжения от изменений давления и температуры (НИЦ "НиР БСМ" УрО РАН).

Созданы и в натурных условиях рудников ООО "Евразруд" испытаны погружные пневмоударники П110, П150 и расширители скважин до диаметра 250 мм на базе пневмоударника П150, в которых реализованы новые рабочие циклы, обеспечивающие увеличение до 2 раз энергии удара и до 50 % скорости бурения по сравнению с отечественными аналогами.

Разработаны, смонтированы и успешно эксплуатируются шахтные осевые вентиляторы ВО-24К и тоннельные вентиляторы ВО-21ВК(т) и ВО-21К(т), обеспечивающие оперативное управление вентиляцией при нормальных и аварийных режимах работы. Они позволяют снизить на 25÷45 % энергопотребление на вентиляцию, а также на 50 % объемы и стоимость подземных вентиляционных сооружений (ИГД СО РАН).

На основе дискретно-континуального подхода физической мезомеханики и неравновесной термодинамики разработаны гибридные модели температурных полей и напряженно-деформированного состояния в системах "градиентное наноструктурное теплозащитное покрытие—подложка". Сформулированы принципы их конструирования и созданы пилотные образцы "умных покрытий" (smart coatings), способные обратимо изменять внутреннюю структуру при циклическом тепловом воздействии. Испытания покрытий нового поколения в высокотемпературных плазменных потоках показали их высокую трещиностойкость, кратное увеличение ресурса работы и возможность повышения температуры плазменных потоков в перспективных изделиях ракетно-космической техники (ИФПМ СО РАН, ОИВТ РАН, Центр им. М. В. Келдыша).

Разработана электровзрывная технология композиционных наночастиц состава Al-AlN. Из наночастиц синтезированы нанолисты оксидно-гидроксидных фаз алюминия, обладающие в воде электроположительным зарядом. На основе нанолистов и микроволокон ацетата целлюлозы создан электропозитивный фильтровальный материал, позволяющий удалять из водных сред отрицательно за-

пряженные коллоидные частицы, в том числе вирусы и бактерии, с эффективностью 100 % (ИФПМ СО РАН).

В результате проведенных исследований установлено, что многокомпозитные металлические покрытия толщиной 2÷10 мкм, полученные из нержавеющих сталей и хромоникелевых сплавов на полиамидных пленках вакуумным ионно-плазменным методом в атмосфере аргона, обладают удельным электрическим сопротивлением 3÷5,5 м $\Omega$ м. Это аномально высокое (примерно на 70 %) для металлических систем увеличение удельного электрического сопротивления связано с формированием в покрытииnanoструктурных кристаллитов размером 50÷80 нм. Наноструктурные покрытия на полиамидных пленках применяются при изготовлении электронагревателей мощностью 3÷15 Вт для систем терморегулирования бортовой аппаратуры низкоорбитальных космических аппаратов производства ФГУП ГНП РКЦ "ЦСКБ-Прогресс" (НИИ технологий и проблем качества СГАУ им. академика С. П. Королева).

Установлена связь кинематической энергии турбулентности и скорости распространения фронта пламени в камере сгорания дизеля, конвертированного в газовый двигатель. Выявлено, что характеристики тепловыделения изменяются в зависимости от формы и геометрических размеров камеры сгорания. Данна оценка уровня шума двигателя с камерой сгорания различной формы. Определены оптимальные формы камеры по критериям максимального эффективного КПД работы двигателя и минимальных выбросов вредных веществ (МГТУ им. Н. Э. Баумана).

Создан уникальный экспериментально-вычислительный комплекс для высокоточных теплофизических исследований материалов и процессов теплообмена элементов конструкций и энергоемких технологических режимов. Получены теплофизические характеристики ряда перспективных теплоизоляционных материалов для объектов исследования Космоса (МАИ).

Разработан с применением компьютерного моделирования высокожаропрочный никелевый сплав ВЖ175У для дисков турбин с повышенными длительной и циклической прочностями для рабочих температур до 800 °C. По комплексу свойств сплав превосходит известные материалы аналогичного применения, в частности серийный зарубежный сплав Rene88DT (США): по рабочей температуре — на 50 °C и по жаропрочности при 650 °C — на 13 %. Разработана технология производства точных штамповок дисков из сплава ВЖ175У с регламентированной структурой, с использованием нового сверхпластичного защитного технологического покрытия ЭВТ108М. Разработанные материалы и технологии рекомендуются для производства дисков турбин перспективных двигателей ПС-

90А2, ПД-14, ТА14, ТА18-200, а также для создания двигателя с температурой газа перед турбиной до 2200 K, с улучшенными топливной экономичностью и весовыми характеристиками, повышенными в 1,5÷2 раза надежностью и ресурсом.

Разработаны составы и технологии получения теплозащитного покрытия (ТЗП) для внешней поверхности пера лопатки, а также жаростойкого термодиффузационного покрытия для защиты внутренней полости монокристаллических лопаток турбин из жаропрочных никелевых сплавов типа ЖС36 (ЖС32У), обеспечивающие ресурс лопаток 6000 ч при рабочей температуре 1100÷1150 °C. ТПЗ состоит из внешнего керамического слоя на основе стабилизированного диоксида циркония, наносимого методом магнетронного распыления, и многослойного внутреннего градиентного жаростойкого слоя с внутренним барьерным слоем, формируемым ионно-плазменным методом. Покрытия рекомендованы для охлаждаемых рабочих лопаток из безуглеродистых жаропрочных сплавов на никелевой основе серийных ГТД типа ПС-12, НК-93, а также для перспективных двигателей, что позволит увеличить ресурс рабочих лопаток в 2÷3 раза (ФГУП "ВИАМ").

На базе оптоакустических измерителей разработан переносной измерительно-вычислительный комплекс для ранней оперативной диагностики усталостного разрушения материалов конструкций. Оценка поврежденности осуществляется с помощью микропластических деформаций на поверхности материала оптическим методом и путем определения деградации структуры материала до образования микротрешины акустическим методом в объеме исследуемого сплава. Данный комплекс позволяет диагностировать разрушение как на отдельных образцах, так и на элементах конструкций.

Разработана и использована в опытном производстве технология нанесения демпферных износостойких покрытий с тонкой nanoструктурой зерен кубической фазы нитрида титана (размер зерен 3÷7 нм) на контактные поверхности "полусей" высокоскоростных пар трения для обеспечения контактно-касательных переходов критических оборотов и работы машины в аварийных режимах (НФ ИМАШ РАН).

На основе комплексных исследований плазменно-дуговых процессов получены данные по эрозии электродов плазмотронов для широкого спектра материалов в окислительной, восстановительной и нейтральной газовых средах. Разработан технологический плазмотрон мощностью до 1 МВт (габаритные размеры: диаметр 230 мм; длина 2,2 м) при токе дуги до 3000 А, работающий на гелии, с ресурсом верхнего цилиндрического электрода не менее 150 ч. Плазмотрон предназначен для промышленного рафинирования расплава титана.

Внедрен на предприятиях ВСМПО АВИСМА, г. Верхняя Салда, Россия.

Выявлено влияние ультразвука на повышение пластических свойств соединений при лазерной сварке в ультразвуковом поле: пластичность возросла более чем на 20 %. Показано, что высокочастотными колебаниями можно эффективно воздействовать на размер и динамику колебаний пузырьков в жидкой ванне, вызывая их ускоренное вскрытие (рафинирование расплава) либо кавитацию, что может способствовать уменьшению пористости, увеличению скорости зарождения кристаллов и повышению дисперсности металла шва (ИТПМ СО РАН).

Для процессов обогащения гелия из природного газа впервые на основе модифицированных ценосфер получены микроструктурированные сферические мембранны с планарно-ориентированными кристаллитами муллита, обеспечивающими развитие межфазных границ, которое приводит к увеличению гелия у оболочки ценосфер при температуре 23 °C в 14 раз (ИТПМ СО РАН, ИХХТ СО РАН).

Разработан пятикоординатный станок — гексапод "Гексамех-1", который состоит из шести однотипных мехатронных модулей, построенных на основе механизмов параллельной структуры. Станок предназначен для скоростной обработки сложных криволинейных поверхностей крупногабаритных изделий авиастроения (ОАО "НИАТ", ИМАШ РАН, СМЗ, г. Коломна).

Разработан электроискровой дефектоскоп "Крана- 12", предназначенный для неразрушающего контроля сплошности изоляционных покрытий на магистральных газонефтепроводах и других объектах. От отечественных и зарубежных аналогов прибор отличается более широким диапазоном рабочих напряжений (до 40 кВ), что обеспечивает возможность контроля широкого спектра изоляционных покрытий.

Разработаны структурно-функциональная схема, конструкция и принципиальная электронная схема (с изготовлением действующего макета) нового портативного неохлаждаемого тепловизора типа КАТРАН-3Б на основе болометрической матрицы и бинокулярной оптики. Возможности аппаратуры: обнаружение человека на расстоянии до 1100 м (МНПО "Спектр").

Исследовано влияния химического состава элементов на прочность связей между зернами в поверхностном слое стали и в конечном счете на износстойкость стали. Установлено, что атомы бора, углерода, азота и молибдена прочно "сшивают" зерна железа, а атомы лития, кремния, фосфора, серы, меди и никеля ослабляют связи между зернами. Полученные результаты согласуются с известными экспериментальными данными о влиянии различных элементов на износстойкость поликристаллических материалов. В результате

установлено влияние степени прочности химической связи сегрегированных атомов с атомами железа на зернограницевой поверхности. Таким образом, можно говорить о построении периодической системы химических элементов по их совместимости как в процессе изготовления, так и в эксплуатации (РГУПС).

Для класса феррито-перлитных и феррито-маргантситных малоуглеродистых низколегированных сталей установлены количественные связи параметров микроструктуры с характеристиками деформационного упрочнения и пластичности при сложном напряженном состоянии. На основании полученных результатов разработаны новые режимы преддеформационной термической обработки при штамповке деталей с повышенным уровнем механических свойств.

Разработана и внедрена в серийное производство на ОАО "Уралбурмаш" технология термической обработки лап и шарошек буровых долот различных типоразмеров, в которой заключительная операция проводится при температуре 110÷130 °C. В результате достигается повышение твердости, несущей способности и сопротивления цементованного слоя деталей долот контактно-усталостному и абразивному изнашиванию (ИМАШ УрО НАН).

Создан нанокомпозит, армирующей фазой которого являются наночастицы вюрцитного нитрида бора взрывного синтеза, внедрение которых меняет свойства матрицы из микродисперсного кубического нитрида бора. Прямой синтез нанокомпозита осуществляется без катализаторов. Разработаны прецизионные инструменты на основе разработанного нанокомпозита для нанорезания труднообрабатываемых материалов. Эксплуатационные свойства таких инструментов значительно превышают свойства мировых аналогов. Использование инструментов предполагается в технологиях изготовления деталей аэрокосмической техники из жаропрочных сталей и композиционных материалов (ОАО "ЦНИТИ").

Разработаны отказоустойчивые алгоритмы для бортовых систем терминального управления расходованием топлива и наддува баков семейства ракет-носителей (РН) "Ангара", способствующие повышению энергетических характеристик РН и обеспечивающие безаварийную работу двигателя. Системы прошли успешные огневые испытания в составе моноблочного модуля РН "Ангара" на стендовом комплексе ФКП "НИЦ РКП" (г. Пересвет). В качестве первой ступени южнокорейской РН KSLV-1 модуль РН "Ангара" успешно отработал при запуске первого летного экземпляра с пусковой установки Космического центра Naro 25 августа 2009 г.

Разработана оптимальная адаптивная теплоэлектрическая установка малой и средней мощности, предназначенная для предприятий малого и

среднего бизнеса, занимающихся переработкой рыбной и сельскохозяйственной продукции, деревообработкой, обеспечением теплом и электроэнергией современных коттеджей и небольших поселков. Принципиально новым и оригинальным элементом установки является объемная паровая машина, работающая в автоматическом режиме с КПД 85 %. При длине машины 65 мм, диаметре 55 мм и давлении пара 4,5 атм. она развивает мощность 1 кВт, а при длине 400 мм, диаметре 350 мм и давлении 8 атм — 200 кВт (ИЛУ РАН).

Разработаны основы проектирования конструкций с силовыми элементами из сплавов с эффектом памяти формы (ЭПФ), инженерный расчет которых основан на моделировании структурных превращений, свойственных материалам с ЭПФ, в заданных условиях термомеханических воздействий. Создана нормативная база данных основных типоразмеров муфт из материалов с ЭПФ для соединений трубопроводов, в том числе из нержавеющей стали (ИМАШ РАН).

Развита теория управляемых движений миниатюрных многозвездных и капсульных мобильных роботов, способных перемещаться в невязких и вязких средах. Предложены методы их расчета на основе анализа действия сил, приложенных к многозвездным и капсульным миниатюрным роботам, на уровне микро- и нанопроцессов взаимодействия с поверхностью и средами перемещений. Обоснованы способы их движений внутри труб малых диаметров при условии адаптации к поверхностям разного качества. Разработаны и исследованы математические модели управляемых движений манипуляторов с электромагнитными приводными системами. Результат имеет фундаментальное значение для создания новых перспективных миниатюрных микроДНН (ИПМех РАН).

Предложен метод гашения резонансных колебаний роторных систем, согласно которому амплитуды таких колебаний могут быть существенно уменьшены без использования дополнительных демпфирующих систем или изменений вязкоупругих свойств системы. Гашение колебаний представляет собой результат "подмешивания" к частоте вращения исполнительного механизма (электродвигателя) гармонической составляющей с определенной амплитудой и частотой. Метод используется для гашения резонансных колебаний роторных систем любого типа, а также для плавного перехода из дорезонансных режимов в послерезонансные (НФ ИМАШ РАН).

Выполнен цикл экспериментальных и теоретических исследований действия вибраций на жидкие, газообразные и сыпучие среды, находящиеся в вибрирующих сосудах. Исследован, физически

объяснен и математически описан ряд известных и новых эффектов. К новым эффектам относятся образование псевдосверхкритического флюида и особый вид асинхронно возбуждаемых автоколебаний, обусловленных перестройкой системы. Результаты используются при создании новых вибрационных машин и технологий для переработки природных и техногенных материалов (ИПМАШ РАН).

На основе фундаментальных исследований разработан и испытан опытный образец вибрационного классификатора для бесситового разделения сыпучих строительных материалов по крупности (ИПМАШ РАН, НПК "Механобртехника").

Исследованы характеристики сопротивления деформированию и разрушению алюминиевых сплавов повышенной и высокой прочности при нормальной (20 °C) и повышенных (до 250 °C) температурах в условиях статического, малоциклического регулярного и ступенчатого нагружения и нагрева. Разработаны методические рекомендации по расчетному определению и экспериментальному обеспечению запасов по прочности и ресурсу (ИМАШ РАН, ОКБ Сухого).

В результате масштабных экспериментальных исследований определены основные закономерности сопротивления деформированию, накоплению повреждений и разрушению нового современного конструкционного материала на основе модифицированного диоксида циркония в зависимости от технологических параметров изготовления. Применение полученных результатов при синтезе данного материала позволяет задавать свойства изготавливаемого материала под конкретное его назначение по критериям прочности и ресурса (ИОФ РАН, ИМАШ РАН, НЦ ЛМТ ИОФ РАН, ФГУ "Обнинское НПП "Технология", ООО НПЦ "ГРАНЬ", ООО "ФИАНИТ", ГТУ г. Пермь).

В 2009 г. на заседаниях Бюро ОЭММПУ РАН обсуждались проблемные доклады, которые можно отнести к научному направлению "Машиностроение", например: современное состояние и перспективы развития технологии в машиностроении (член-корр. РАН О. С. Сироткин); состояние и развитие подводной робототехники в России (д-р техн. наук Л. А. Наумов); основы развития многоразовых авиационно-космических систем (канд. техн. наук В. А. Скородаев); новый подход к повышению надежности и долговечности тяжелонагруженных узлов трения транспортных систем (академик В. И. Колесников); об аварии на Саяно-Шушенской ГЭС (член-корр. РАН М. Л. Федоров); расчетно-экспериментальные исследования прочности, ресурса и безопасности стратегически важных объектов (член-корр. РАН Н. А. Махутов).

# Выставка "Высокие технологии XXI века"



С 19 по 22 апреля 2010 г. на территории ЦВК "Экспоцентр" проходил одиннадцатый международный форум и выставка под таким названием. В подготовке и проведении форума активное участие приняли: Минпромторг России, Минобороны России, Российская академия наук, Роскосмос, Торгово-промышленная палата РФ, Российский фонд развития высоких технологий, ЗАО "Экспоцентр" и другие. Задача форума — содействие развитию инновационных процессов, расширению международного диалога, развитию международного научно-технического и делового сотрудничества.

Далее приведем краткое описание наиболее оригинальных экспонатов, демонстрировавшихся на выставке и предложении предприятий-разработчиков.

**Московский Государственный технический университет им. Н. Э. Баумана** демонстрировал на выставке технологию получения многослойных листовых заготовок с субмикро- и наноразмерной структурой методом горячей прокатки. Технология предназначена для массового производства многослойного листового проката черных и цветных металлов, имеющего стабильную структуру субмикро- и наноразмерного диапазона. Получение металлических листов со стабильной субмикро- и наноразмерной структурой включает мерную резку заготовок из листов, обработку их поверхности, сборку нарезанных листов в пакет, вакуумирование, нагрев пакета и пластическое деформирование его по высоте. В качестве заготовок используют попаременно чередующиеся листы сплавов на основе одного металла, имеющих разное строение кристаллических решеток в интервале температур горячей обработки давлением. Уровень механических свойств создаваемых материалов определяется степенью структурирования и зависит от общего числа слоев в заготовке и толщины отдельного слоя. Применение такой технологии дает возможность получать листовой материал определенной толщины с заданными заранее механическими характеристиками. Наиболее перспективное направление реализации такой технологии — различные отрасли промышленности, в которых проблема снижения массогабаритных параметров и/или повышение надежности определяют эффективность использования изделия в целом. Созданные материалы — это новый класс конструкционных материалов, не имеющих аналогов. Они рекомендованы к применению в авиационной, космической и других отраслях промышленности. Толщина каждого слоя не более 150 нм, число слоев в заготовке не ограничено.

**ЗАО "МЗС-Салют" (г. Москва)** демонстрировало на выставке и предложило потребителям станки различного назначения и другое оборудование.

**Зубошлифовальный станок мод. 5A868Ф**, работающий профильным кругом, с ЧПУ для шлифования колес наружного и внутреннего зацепления с возможностью измерения прошлифованного зубчатого колеса непосредственно на станке. Ввод в ЧПУ данных по изделию и режимам (с чертежа или технической карты), а также подналадка по результатам шлифования осуществляются в диалоговом режиме, исключающем

необходимость владения знаниями по программированию ЧПУ. Станок оснащен системой ЧПУ фирмы "Siemens". Предельные размеры обрабатываемого изделия: диаметр 900 мм; длина 120÷700 мм при массе до 400 кг; наименьший диаметр окружности впадин 150 мм; наибольшие: длина прямозубого венца 300 мм, диаметр шлифовального круга 400 мм; число рабочих осей 5; суммарная мощность установленных на станке электродвигателей 27 кВт, мощность привода шлифовального круга 15 кВт. Габаритные размеры станка 5400 × 2950 × 2550 мм, масса 13 т.

**Рейкошлифовальный станок с ЧПУ мод. МШ428** для шлифования зубьев рейки. Станок работает по методу копирования профильным шлифовальным кругом при единичном делении. На станке возможно шлифование реек любого профиля с переменным шагом и переменной высотой зуба. Предельные размеры обрабатываемой заготовки 200 × 200 × (50÷1000) мм. Наибольшая длина обрабатываемого прямого зуба 200 мм при угле наклона зубьев ± 20°. Наибольший диаметр шлифовального круга станка 450 мм. Пределы скоростей движения ползуна с шлифовальным кругом 1÷20 м/мин. Частота вращения шлифовального круга при бесступенчатом регулировании 800÷2000 мин<sup>-1</sup>. Мощность привода шлифовального круга 5,5 кВт. Суммарная мощность всех двигателей станка 14 кВт. Габаритные размеры станка вместе с отдельно расположенным оборудованием 3700 × 2600 × 2300 мм. Масса вместе с отдельно расположенным оборудованием 8 т.

**Профилешлифовальный станок мод. МШ397-4**, работающий профильным кругом для обработки шлицевых валов и протяжек с различными профилями: прямобочным, эвольвентным, острошлицевым, радиусным, и также зубчатых колес. Возможности гибкого профилирования шлифовального круга, обеспечиваемые управляемым от ЧПУ механизмом правки, позволяют одновременно шлифовать боковые стороны, внутренний диаметр, закругления и фаски у основания и на вершине шлица. Ввод в ЧПУ данных по изделию и режимам обработки (непосредственно с чертежа или технической карты), а также подналадка по результатам шлифования осуществляются в диалоговом режиме, исключающем необходимость владения знаниями по программированию ЧПУ. Предусмотрена возможность независимой корректировки каждого элемента профиля. Высокое качество обслуживания обеспечивается визуальной диагностикой вводимых параметров и работы отдельных систем станка. Предусмотрена возможность моделирования на дисплее цикла обработки и профиля шлифовального круга. Диаметр обрабатываемого изделия 11÷200 мм, наибольшая длина шлифования 1850 мм. Наибольший диаметр шлифовального круга 200 мм, частота его вращения 2850 мин<sup>-1</sup>, мощность его привода 3 кВт. Суммарная мощность станка 10 кВт. Число управляемых координат 6. Габаритные размеры станка 5500 × 3400 × 2000 мм, масса 7,5 т.

**Измерительный комплекс "Форсаж", позволяющий выявить разницу между видимой поверхностью реаль-**

ной детали и ее математической моделью или другой аналогичной деталью, принятой за образец для сравнения. Полученная в цифровом виде информация может быть использована для выполнения различных задач: доводки геометрии наружного профиля детали по результатам измерений в производственных условиях; контроля геометрических параметров детали (например, профиля пера лопаток компрессора, турбины по всей видимой поверхности, а не только в некоторых сечениях); выдачи заключений о годности детали или оснастки; накопления статистических данных по обмерам партий деталей для принятия решений по оптимизации технологических процессов; измерения площадей поверхностей любых объектов, например при нанесении гальванических покрытий и покраске. Преимущества комплекса: высокая производительность (цикл обмера поверхности детали с одной позиции не более 20 с); большое число точек измерения; быстрая перенастройка комплекса на другие детали и типы деталей; возможность встраивания в технологический процесс благодаря программному обеспечению. Габаритные размеры объекта измерения от 60 мм до 1 м. Точность измерения  $0,02 \div 0,1$  мм. Разработчики считают, что применение комплекса приведет к удешевлению и унификации измерительной оснастки при повышении качества, скорости, информативности и наглядности измерений.

**Государственный рязанский приборный завод** показал на выставке свою новую продукцию.

*Промышленный трехфазный сварочный аппарат постоянного тока* мод. "Форсаж-301" для ручной сварки штучными электродами. Мощный инвертор аппарата, выполненный в малогабаритном корпусе, позволяет осуществлять качественную сварку в любых пространственных положениях. Для обеспечения большей мобильности возможно увеличение длины сварочных кабелей до 30 м с сохранением стабильных параметров сварки. Установка и контроль сварочного тока и напряжения происходят по цифровым индикаторам. При перепадах напряжения в сети аппарат отключается автоматически. Его питание может осуществляться от передвижных электростанций. Управление сварочным током может быть дистанционным. Аппарат оснащен узлом защиты от перегрева, перегрузки или аварии. Он может быть использован для аргонодуговой сварки неплавящимся электродом с контактным способом зажигания дуги с применением специальной горелки (TIG).

*Механизм подачи проволоки* "Форсаж-МП5", выполненный на основе четырехроликового привода подачи "Cooptim" (Венгрия). Он обеспечивает высокую стабильность подачи проволоки различных видов (сплошная, порошковая, самозащитная и т. п.). Механизм быстро налаживается под различные диаметры проволоки путем смены роликов. Скорость подачи плавно регулируется. Питающее напряжение  $22 \div 36$  В постоянного тока.

Диаметр сварочной проволоки: стальной сплошной  $0,8 \div 1,6$  мм, порошковой  $1 \div 2,2$  мм. Скорость подачи  $60 \div 915$  м/ч. Габаритные размеры механизма подачи  $460 \times 180 \times 260$  мм, масса 9 кг.

**Компания "Мир намоточных станков" (г. Москва)** предложила потребителям установку плазменной резки металла мод. СПР-10-3000 (1500), представляющую

собой четырехкоординатный станок плазменной резки. На всех его координатах использованы супергрузо-подъемные профильные рельсовые направляющие. Станок оборудован оригинальной системой поддержания зазора между соплом плазмотрона и разрезаемым листом с точностью  $\pm 0,05$  мм. Станок и программное обеспечение оптимизированы для производства деталей из различных металлов толщиной до 20 мм. В состав станка входит источник плазмы и программное обеспечение. Он изготовлен для противодействия импортным производителям и оснащен стойкой ЧПУ с компьютером и ЖК монитором, блоком управления шаговыми двигателями и плазмотроном, столом раскроя размерами  $3000 \times 1500$  мм и компрессором.

**Технологический институт сверхтвердых и новых углеродных материалов** (г. Троицк Московской обл.) демонстрировал оригинальную разработку — сканирующий нанотвердомер мод. "Нано Скан-SD" для исследования рельефа и структуры поверхностей и измерения механических свойств (в том числе твердости и модуля упругости) объемных материалов и тонких пленок в субмикро- и нанометровом масштабе. Работа нанотвердомера основана на принципах сканирующей зондовой микроскопии (СЗМ). Главным отличием прибора является применение пьезорезонансного кантileвера камертонной конструкции с высокой изгибной жесткостью консоли. Использование режима резонансных колебаний позволяет осуществлять контроль контакта острия зонда с поверхностью по двум параметрам: изменение амплитуды и частоты колебаний зонда. Это позволяет разделить вязкую и упругую компоненту взаимодействия острия с поверхностью и различать упругую поверхность и вязкое загрязнение на ней, неизбежно возникающее на открытом воздухе, а также измерять механические свойства поверхностей. Конструкция зонда позволяет использовать алмазные наконечники разных типов. Например, измерение твердости нанотвердомером методом склерометрии заключается в нанесении царапин на поверхности материала с последующим сканированием изображения полученных отпечатков. Предварительно форма наконечника нанотвердомера калибруется на эталонном материале нанесением серии царапин при различной нагрузке. Значение твердости материала рассчитывается относительно твердости эталона по соотношению нагрузок и ширины полученных царапин на исследуемом и эталонном материалах. Сканирование и модификация поверхности осуществляются одним и тем же наконечником в одном цикле измерений. Это позволяет избежать трудностей с поиском нанесенных царапин и отпечатков и значительно сокращает временные затраты при проведении измерений.

При измерении твердости и модуля упругости реализован метод основанный на измерении и анализе зависимости нагрузки при вдавливании индентора в поверхность материала от глубины внедрения индентора. В рамках данного метода твердость образца определяется по формуле  $H = P_{\max}/A_c$ , где  $A_c$  — площадь проекции отпечатка при максимальном значении  $P_{\max}$  приложенной нагрузки. Значение приведенного модуля упругости рассчитывается следующим образом:

$E_r = \frac{1}{\beta} \frac{\nu\pi}{2} \frac{S}{\nu A_c}$ . Здесь константа  $\beta$  зависит от формы индентора, а жесткость  $S$  определяется по углу наклона касательной к кривой разгружения в точке  $P_{max}$ .

На базе нанотвердомера разработана технология измерения абсолютного значения модуля упругости металлов. Она заключается в том, что зондовый датчик, колеблющийся в направлении нормали к поверхности образца с амплитудой 10 нм и частотой  $\approx 10$  кГц, вводится в контакт с поверхностью. В результате взаимодействия наконечника с материалом частота колебаний зонда возрастает по мере прижима к поверхности. Такой метод является неразрушающим и позволяет проводить измерения модуля упругости материалов до 1000 ГПа в поверхностном слое толщиной менее 100 нм. В частности, можно измерять модуль упругости тонких пленок без применения подложки. Сравнительные измерения, проведенные на различных материалах, подтверждают возможность применения описанной технологии в широком диапазоне значений модуля упругости.

**ФГУП ГНИИХТЭОС (г. Москва)** разработал и предложил на международный рынок газофазную технологию металлизации и оксидирования поверхностей монолитных изделий, порошков, волокон, тканей, стекла, керамики, металла и пластмасс. Технология заключается в термической диссоциации паров карбонитов металлов на нагретой поверхности в неглубоком вакууме или в потоке инертного газа. Металлические и оксидные пленки придают исходным материалам уникальные функциональные свойства. Такая технология рекомендована для изготовления: проводящих и резистивных пленок и покрытий для электроники; металлизированных и оксидированных порошков для алмазного инструмента; литьевых пресс-форм для изготовления пластмассовых деталей автомобилей. Технология — безотходная и экологически чистая.

**Институт машиноведения им. А. А. Благонравова РАН (г. Москва)** разработал для машиностроителей и предложил машины трения для прецизионных испытаний на трение радиальных и аксиальных (упорных) подшипников качения и скольжения, восстановленных поверхностей, дизельных и реактивных топлив. С помощью машин трения доказано, например, что при гидродинамическом режиме сила сопротивления вращению прямо пропорциональна частоте вращающегося кольца подшипника качения и она, особенно при использовании высоковязких жидких смазочных материалов, может увеличиться почти в 10 раз. В машинах трения используются аэростатические устройства, позволяющие измерять силу трения без паразитных потерь, т. е. чистый сигнал. Высокая чувствительность (дискретность измерения коэффициента трения достигает  $1 \cdot 10^{-5}$ ) и низкая относительная погрешность измерения, не превышающая 2 %, позволяют эффективно совершенствовать подшипники, материалы, в том числе смазочные, а также дизельные и реактивные топлива.

**Институт теоретической и прикладной механики им. С. А. Христиановича (г. Новосибирск)** демонстри-

ровал на выставке высокоеффективное оборудование и технологии плазменного напыления и обработки поверхности для повышения качества металлов и сплавов.

**Многоцелевой плазмотрон** для обработки порошковых материалов, нанесения покрытий и модификации поверхности. Плазмотрон может работать с турбулентной и ламинарной струей плазмы, что позволяет наносить покрытия из любых порошковых материалов (металлических, керамических, композиционных). Высокая плотность мощности теплового потока от ламинарной струи в обрабатываемый материал позволяет использовать его для оплавления покрытий с целью повышения их адгезии и уменьшения пористости, поверхностной закалки, плазменно-механической обработки, сфероидизации порошков тугоплавких материалов. Плазмотрон может использоваться в составе плазменной установки. Номинальная мощность плазмотрона до 100 кВт, тепловой КПД до 80 %, ток дуги не более 200 А, рабочий газ — воздух, природный газ, аргон, азот, гелий и их смеси. Диапазон расходов рабочего газа (воздуха)  $0,5 \div 2,5$  г/с, диаметр выходного сопла  $8 \div 10$  мм. Вариант исполнения плазмотрона — стационарный или ручной. Такая технология применима: при восстановлении и упрочнении изношенных узлов и деталей различных машин и механизмов; для производства теплозащитных, жаростойких и электроизоляционных покрытий из керамических материалов с повышенной адгезией, напыленных в ламинарном режиме истечения струи; при нанесении покрытий, стойких к ударным нагрузкам.

**Технологию повышения качества металлов и сплавов** с помощью наноразмерных порошковых инокуляторов. Технология заключается в целенаправленном активном воздействии на жидкые металлы и сплавы в стадии их кристаллизации. Для этого в расплав вводится специальная добавка — активированный нанодисперсный порошок тугоплавких соединений (инокуляторов). В результате этого в расплаве формируется гетерогенная система в виде суспензии с частицами размерами  $0,05 \div 0,1$  мкм, равномерно распределенными по объему расплава, хорошо им смачиваемыми и служащими центрами кристаллизации. Такая технология увеличивает прочность стали на  $10 \div 13$  %, чугуна на  $30 \div 35$  %. Кроме того, улучшается качество сварочных швов (морфология и структура шва), существенно возрастают его механические характеристики (прочность на разрыв, предел текучести, относительное удлинение).

В рамках форума (выставки) была реализована многоплановая деловая программа: прошла научно-техническая конференция "Высокие технологии — стратегия XXI века" и пленарное заседание "Задачи объединения и консолидации усилий научного и экспертного сообществ". Были организованы конкурсы по следующей тематике: "Высокие технологии — основа модернизации экономики и развития промышленности"; "Лидер в области высоких технологий", "Лучшее предприятие XXI века".

А. Н. ИВАНОВ, чл.-корр. АПК