ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

5

2012

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

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

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

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

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

Цена свободная

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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Миронов В. И., Лукашук О. А., Якушев А. В., Кожушко Г. Г. — Циклическая деградация материала в элементах конструкций транспортных машин . . . 3

Нигматова Ф. У., Шин Д. И., Ахмедов Б. Б. — Усовершенствование принципиальной схемы ротационной тянульно-мягчильной машины 9

Александров В. Ю., Климовский К. К. — Совместная работа центробежного насоса с предвключенным жидкостным эжектором с изобарической камерой смешения 12

Легаев В. П., Генералов Л. К. — Система управления приводом станка с компенсацией эксцентриситета шпинделя 16

Гордеев Б. А., Леонтьева А. В. — Исследование работы двух асинхронных двигателей, установленных на упругом диссипативном основании 19

Сапсалев А. В. — Оптимизация параметров безредукторных электроприводов циклического действия с участком пониженной скорости 23

Цикл статей «Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки»

Орыщенко А. С., Бахарева В. Е., Анисимов А. В., Лишевич И. В. — Подшипники скольжения из высокопрочных антифрикционных углепластиков для судостроения и энергомашиностроения 29

Меделяев И. А. — Явление термоупругой нестабильности контакта при смешанном смазывании в узлах трения агрегатов транспортной техники 34

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Дружинин А. М. — Так ли необходим турбонаддув двигателю внутреннего сгорания? 40

Хорев А. И. — Результаты фундаментальных и прикладных работ по титановым сплавам и перспективы их развития 47

Обработка материалов без снятия стружки
Цикл статей "Новый метод решения сложных вариационных задач обработки давлением"

Воронцов А. Л. — Примеры определения параметров прошивки 50

Серия статей «Проблемы теории и практики резания материалов»

Табаков В. П. — Оценка трещиностойкости покрытий режущего инструмента, работающего в условиях непрерывного резания 60

Ворона В. В., Щуров И. А. — Исследование рабочего кинематического переднего угла при точении синусоидальной линейчатой поверхности. 65

Григорьев С. Н., Кузин В. В., Буртон Д., Батако А. Д. — Влияние тепловых нагрузок на напряженно-деформированное состояние режущих пластин из керамики на основе оксида алюминия 68

Прокатное производство и металлургическое оборудование

Пожидаев Ю. А., Кадошников В. И. — Проектирование демпфирующих систем на электромеханических модулях 72

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Михалко Е. Р., Ерошкин С. Ю. — Внедрение новых технологий как инструмент обеспечения экономической безопасности производственной системы . . 76

Желобанов С. С. — Рациональное планирование наладок станков с ЧПУ в условиях мелкосерийного производства 81

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Ломов М. В., Чернянский П. М. — Снижение биений шпинделя методом последовательных приближений 83

Рубан И. В., Клауч Д. Н., Рубан В. М., Кудинов А. А., Щегольков Н. Н., Рубан А. И. — Расчет параметров рабочей поверхности зеркала. 85

Московская международная выставка инструментов и оборудования — MITEX-2011. 87

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Mironov V. I., Lukashuk O. A., Yakushev A. V., Kozhushko G. G. — Cyclic degradation of the materials in the structural elements of transport machines

Nigmatova F. U., Shin D. I., Akhmedov B. B. — Improvement concept of rotational stake-softening machine

Aleksandrov V. Yu., Klimovsky K. K. — Combined action of centrifugal pump with pre-switched on liquid ejector with isobaric mixing chamber

Legaev V. P., Generalov L. K. — Control system of machine-tool drive with compensation of spindle eccentricity

Gordeev B. A., Leont'eva A. V. – Study of operation of two induction motors installed on the elastic dissipative foundation

Sapsalev A. V. — Parameters optimization of gearless electric drives of cyclic action with underspeed region

A series of articles «Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication»

Oryshchenko A. S., Bakhareva V. E., Anisimov A. V., Lishevich I. V. — Slider bearings of high-strength anti-friction coal-plastics for shipbuilding and power engineering

Medelyaev I. A. — Effect of thermo-elastic instability of a contact at mixed lubrication in the friction units of transport equipment aggregates

MANUFACTURING ENGINEERING

Druzhinin A. M. — Is it necessary the turbo-supercharging for the internal combustion engine?

Horev A. I. — Results of fundamental and applied studies of titanium alloys and future trends of their development

Working of the materials without chipping
A series of articles "A new solution method of complicated variation problems of non-cutting shaping"

Vorontsov A. L. — Examples of determining of the broaching parameters

A series of articles «Problems of theory and practice of materials cutting»

Tabakov V. P. — The crack growth resistance evaluation of cutting tool working in the conditions of continuous cutting

Worona V. V., Shchurov I. A. — Investigation of working kinematic front angle at turning of sinusoidal ruled surface

Grigoryev S. N., Kuzin V. V., Burton D., Batako A. D. — Effect of thermal loads on the stress-strain state of the cutting blades made of ceramics aluminum oxide base

Metallurgical equipment and rolling-mill production

Pozhidaev Yu. A., Kadoshnikov V. I. — Design of damping systems on the electromechanical modules

ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION

Mihalko E. R., Eroshkin S. Yu. — Introduction of new technologies as a tool ensuring of economic security of the production system

Zhelobanov S. S. — Rational planning of NC machine tools setting-up in a small-scale production conditions

TECHNICAL INFORMATION

Lomov M. V., Chernyansky P. M. — Spindle beats reducing using the convergence method

Ruban I. V., Klauch D. N., Ruban V. M., Kudinov A. A., Shchegolkov N. N., Ruban A. I. — Calculation of parameters of the mirror working surface

Moscow International Tool Expo — MITEX-2011

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*
Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Т. В. Пчелкина*

Сдано в набор 01.03.2012. Подписано в печать 11.04.2012.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 10,78. Уч.-изд. л. 11,87. Заказ 231.

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

© ООО "Издательство Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2012

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 539.3:4

В. И. МИРОНОВ, О. А. ЛУКАШУК, кандидаты технических наук (УрФУ им. Б. Н. Ельцина, г. Екатеринбург), А. В. ЯКУШЕВ, канд. техн. наук (ОАО НВЦ "Вагоны", г. Санкт-Петербург), Г. Г. КОЖУШКО, д-р техн. наук (УрФУ им. Б. Н. Ельцина, г. Екатеринбург), e-mail: visim.vm@mail.ru

Циклическая деградация материала в элементах конструкций транспортных машин

Рассмотрен нестандартный подход к усталостной прочности материалов и конструкций в рамках метода полных диаграмм. Приведены примеры использования модели циклической деградации материала в расчетах долговечности элементов транспортных конструкций. Показано, что при реализации закритического циклирования в частном случае возможно линейное суммирование повреждений.

Ключевые слова: усталость, полная диаграмма, деградация, закритическое циклирование.

The article deals with an unusual approach to the fatigue strength of materials and structures in the method of complete diagrams framework. Examples of use a model of cyclic degradation of the material to calculate the longevity of elements of transport structure are presented. It is shown that the implementation of supercritical cycling in a particular case a linear summation of damages is possible.

Keywords: fatigue, complete diagram, degradation, supercritical cycling.

Существующих исследований физических механизмов усталости и изменений поверхностного слоя деталей вполне достаточно для практического повышения долговечности несущих элементов конструкций и машин. Построение же теории усталости на основании общих физических представлений (по мнению авторов работ по данной проблеме) пока невозможно. Более реально построение прикладной теории, основанной на аппроксимации экспериментальных данных с исследованными образцами материалов. Но и здесь есть немало серьезных препятствий: выделение усталостного разрушения из общей проблемы разрушения твердого деформируемого тела; ограниченное применение моделей однородной сплошной среды для описания локализованного разрушения; отсутствие общепринятого и физически согласованного представительного параметра циклического состояния материала; гипотетический характер линейного суммирования усталостных повреждений, представленного в отраслевых методиках, и др.

Авторы данной работы рассматривают различные аспекты усталости материалов и конструкций с единых позиций метода полных диаграмм. Идея метода о взаимосвязи статических и циклических свойств материала реализуется в базовом эксперименте, формулировке критериев разрушения, формировании модели многоцикловой усталости материала,разработке методики расчета долговечности элементов конструкций.

Общие положения метода полных диаграмм

Описание разрушения, как нового явления в поведении конструкций, начинается, по предложению профессора С. Д. Волкова, традиционно для механики с выделения нового свойства материала — стадии деформационного разупрочнения [1]. В ходе простых испытаний различных материалов были построены условные полные диаграммы с падающей до нуля ветвью (рис. 1). Такие свойства материала, как прочность, располагаемая пластичность, упругость, трещиностойкость и энергоемкость,

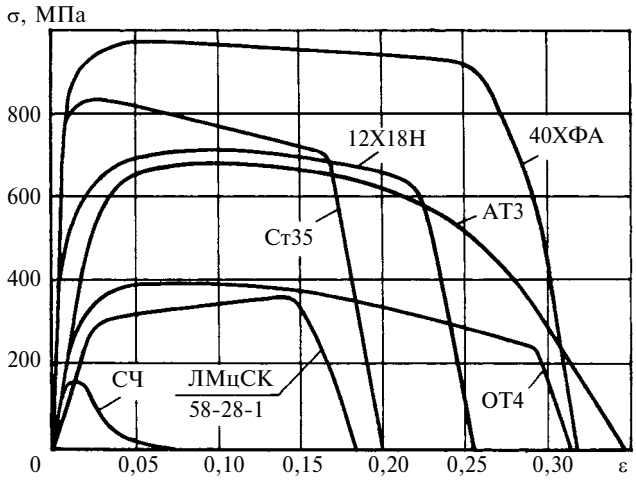


Рис. 1. Полные диаграммы деформирования разных конструкционных материалов

оцениваются соответствующими параметрами диаграммы: высотой, длиной, углами наклона восходящей и падающей ветвей, площадью под кривой деформирования. Процесс деформирования образцов диаметром 2 мм и длиной 2 мм на стадии разупрочнения устойчив только при достаточной жесткости нагружающего устройства. Связывая неустойчивость процесса с разрушением материала, можно сказать, что критерии разрушения зависят как от свойств материала, так и от условий нагружения.

Диаграмма с падающей ветвью отражает все физические процессы в нагружаемом материале, в том числе и накопление структурных повреждений при квазистатическом и циклическом деформировании. В последнем случае с увеличением наработки у конструкционных сталей и сплавов наблюдается снижение располагаемой пластичности, определяемой длиной полной диаграммы. Это позволяет идентифицировать усталостный процесс с переходом материала из пластического в хрупкое состояние и определить его кинетику по вырождению параметров диаграммы. Такой подход согласуется с современными физическими представлениями о природе усталости металлов [2, 3].

Вопрос об использовании полных диаграмм в краевых задачах с неустойчивыми определяющими соотношениями остается открытым. Использование модели разупрочняющегося материала позволяет избежать некорректных решений теории трещин, основанной на старых моделях упругопластического анализа. В то же время, при однородном напряженном состоянии детали гипотеза об однородности материала приводит к прогнозу появления зон разупрочнения, тогда как в действительности образуется трещина. Перспективным представляется использование полной диаграммы для описания деградационных процессов ввиду того, что ее параметры изменяются при изменении температуры, химического состава, концентрации водорода и других эксплуатационных факторов.

Экспериментальные основы метода полных диаграмм

Поскольку речь идет о механических испытаниях, то сохраняется гипотеза макроскопической определимости, а состояния разупрочнения, наблюдаемые при испытаниях образцов, приписываются элементу материала. Моделирование стадии разупрочнения показало, что отрицательные значения может принимать не только мгновенный модуль, но и коэффициент поперечной деформации. На этой стадии материал переходит в состояние дилатации. При испытаниях чугуна зафиксировано качественное совпадение модельных и экспериментальных результатов. На этой базе в работе [4] рассмотрен способ определения модулей в инкрементальных

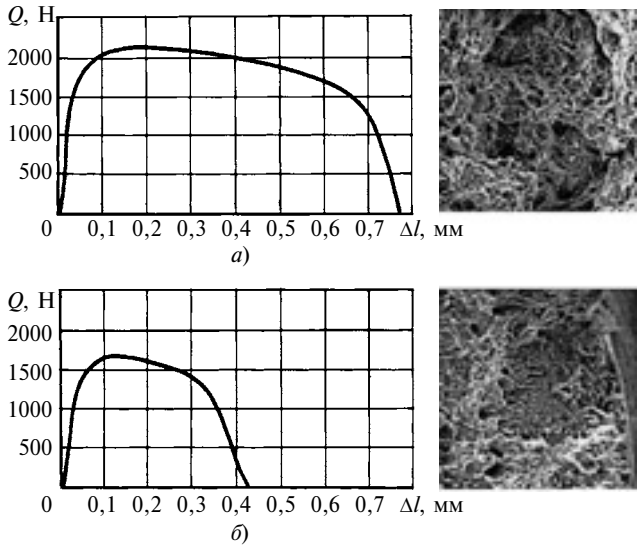


Рис. 2. Полные диаграммы деформирования и структуры изломов образцов стали 20ГЛ при наработке $n = 0$ (*а*) и 35 000 (*б*) циклов

соотношениях приращений напряжений и деформаций, используемых в расчетах за пределом упругости.

Базовый эксперимент по установлению циклической деградации материала заключался в следующем. Партия тех же образцов (∅2×2 мм), на которых строится полная диаграмма в исходном состоянии, подвергалась циклической тренировке до фиксированной наработки $n/N < 1$, где n — текущее число циклов; N — предельное число циклов по усталостной диаграмме. Максимальное напряжение $\sigma_м$ стационарного цикла берется ниже предела текучести, а среднее число циклов до появления усталостной трещины $N > 5 \cdot 10^4$, что соответствует области многоцикловой усталости.

Не разрушенные от усталости образцы испытываются на растяжение в жестком нагружающем устройстве с построением полной диаграммы деформирования. Проводятся их электронно-микроскопические исследования для выявления зон хрупкого разрушения. Примером могут служить исследования изломов образцов стали 20ГЛ с разной наработкой (рис. 2). Поверхность излома меняется от вязкого ямочного состояния (исходное) до сглаженного с мелкими неглубокими ямками и площадками квазискола и скола (после наработки $n/N = 0{,}7$).

Испытания стали 20ГЛ выявили деградацию пластических, прочностных и энергетических свойств и сформировали новое представление о взаимосвязи статических и циклических свойств материала. Площадь под условной полной диаграммой значительно больше, чем при испытаниях стандартных образцов и близка к суммарной площади петель гистерезиса при усталостном разрушении. Кроме

того, испытания с построением полных диаграмм дают наглядное представление об исчерпании пластичности и переходе материала в хрупкое состояние. В этом смысле модель циклической деградации на их основе имеет не меньшую концептуальную ясность, чем физические модели, построенные на основе опытных закономерностей изменения таких интегральных характеристик как внутреннее трение, удельная поверхностная энергия и др.

Описание кинетики процесса связано с выбором представительного параметра (или параметров) циклического состояния материала и конкретной решаемой задачей. Площадь под условной диаграммой, определяющая работу разрушения материала, является, как известно, структурной характеристикой. Поэтому параметры диаграммы изменяются при изменении температуры, химического состава, содержания водорода и других воздействий, приводящих к изменению структуры материала. Метод полных диаграмм полезен при оценке свойств материала в случае одновременного действия различных эксплуатационных факторов.

Решение прочностных задач связано с определением полей деформаций и напряжений, поэтому при выборе представительного параметра использовался деформационный или силовой подход. В первом случае рассматривалась располагаемая пластичность, определяемая длиной полной диаграммы, во втором — предел прочности. Опытные зависимости данных параметров от числа циклов стационарного нагружения, аппроксимированные подходящей функцией, принимались в качестве кинетических уравнений усталостного процесса. Например, для стали 20ГЛ на основании обработки экспериментальных данных получено, что при аппроксимации степенной функцией

$$S_{\text{в}}(\sigma_{\text{м}};\ n) = S_{\text{в}0} - k_{\sigma} n^{m} \qquad (1)$$

кинетические кривые силового типа имеют вид:

$$S(\sigma_{\text{м}1};\ n) = 610 - 350(n/72\ 800)^{1,9},$$

$$S(\sigma_{\text{м}2};\ n) = 610 - 265(n/46\ 200)^{1,9},$$

где $S_{\text{в}0}$ — предельное сопротивление (предел прочности) стали в исходном состоянии; $k_{\sigma} = \dfrac{S_{\text{в}0} - \sigma_{\text{м}}}{N^{m}}$ — кинетический коэффициент, определяемый из условия усталостного разрушения:

$$S_{\text{в}}(\sigma_{N},\ N) = \sigma_{\text{м}}. \qquad (2)$$

Кинетические кривые для разных уровней максимального напряжения цикла подобны, и показатель степени не меняется. Выраженные в терминах напряжений зависимости удобны в расчетах, так как согласуются с уравнениями теории упругости, применяемыми в области многоцикловой усталости. Критерий (2) усталостного разрушения отражает единую формальную причину разрушения материала как при активном, так и при циклическом нагружении. В первом случае напряжение растет до предельного значения сопротивления материала, во втором — сопротивление падает до максимального напряжения цикла.

Модель многоцикловой усталости материала

Построение прикладной теории усталости требует постановки краевых задач на уровне строгости, принятой в механике сплошных сред. Для этого нужны выражения, описывающие предельные поверхности полностью равновесного разрушения и их изменения в ходе циклирования. Такие эксперименты еще не проводились, и для обобщения подхода к многоцикловой усталости материала использовали известные выражения приведенных напряжений. В результате получили модель, приведенную в таблице.

Формулы 1÷4, приведенные в таблице, широко используются в расчетной практике и в комментариях не нуждаются. Формула 4 удобна тем, что интенсивности амплитудных σ_{ia} и средних σ_{im} напряжений определяются в стандартных вычислительных комплексах и их не надо явно вводить в расчет коэффициента асимметрии цикла. Формулы 5÷7 формализуют результаты экспериментов и представляют оригинальную часть модели. Важно, что вид функции кинетической кривой не навязывает-

Формула	Параметр
1. $\sigma^{\alpha} N = \sigma_{RK}^{\alpha} N_0$	Уравнение кривой усталости на базе N_0
2. $\sigma_{RK} = \dfrac{2\sigma_{-1}}{(1-R)K + (1+R)\psi} \leqslant \sigma_{\text{т}}$	Предел выносливости при несимметричном цикле нагружения
3. $\sigma_{\text{п}}(N_{\text{р}}) = \sigma_{-1}(N_{\text{р}}) = \sigma_{-1}$	Условие перехода к сложному напряженному состоянию
4. $\sigma_{\text{п}} = \dfrac{\sigma_{ia}}{1 - \sigma_{im}/\sigma_{\text{в}}}$	Приведенное напряжение (Павлов П. А.)
5. $S_{\text{в}}(\sigma_{\text{м}};\ n) = S_{\text{в}0} - k_{\sigma} n^{m}$	Степенная функция для аппроксимации опытных кинетических кривых, параметризованных напряжением $\sigma_{\text{м}}$ цикла
6. $k_{\sigma} = \dfrac{S_{\text{в}0} - \sigma_{\text{м}}}{N^{m}}$	Кинетический коэффициент
7. $S_{\text{в}} = (\sigma_{N};\ N) = \sigma_{\text{м}}$	Критерий усталостностного разрушения при стационарном циклическом нагружении
8. $S_{\text{в}} = (\sigma_{\text{м}1};\ n_1) = (\sigma_{\text{м}2};\ n_2)$	Условие эквивалентности циклических состояний материала при разной истории нагружения
9. $\sigma_{\text{м}K} \geqslant S_{\text{в}}\left[\sigma_{\text{м}}(n);\ \sum_{i}^{k} n_i\right]$	Критерий усталостного разрушения при нестационарном циклическом нагружении

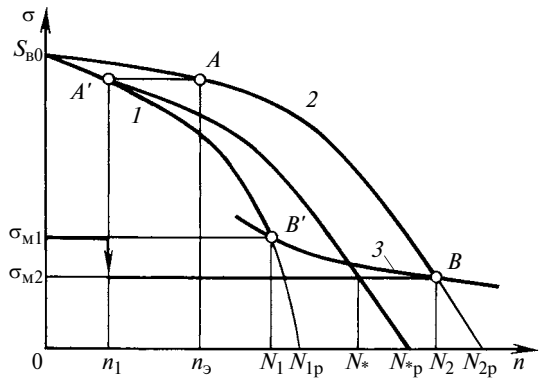


Рис. 3. Схема расчета долговечности при одной смене напряжений цикла

ся априорно, а подбирается из условий лучшей аппроксимации опытных данных. Это делает модель менее универсальной, но более гибкой, что позволяет адаптировать ее для различных материалов с разными технологиями изготовления и обработки. Выражения 8 и 9 позволяют использовать ее при расчете долговечности нерегулярно нагруженной металлоконструкции, когда число вариантов смены напряжений необозримо велико и нужна та или иная теория суммирования усталостных повреждений.

Обычно теория строится на основании гипотезы линейного суммирования и условие усталостного разрушения элемента материал имеет вид:

$$\Sigma n/N = 1. \qquad (3)$$

Критерий (3) удобен в расчетах, позволяет проводить преобразование и перегруппировку циклов в спектре нагружения, но дает значительные ошибки в прогнозе числа циклов до разрушения, часто не в запас долговечности. В представленной модели условие эквивалентности двух циклических состояний материала при разной истории нагружения записано в соответствии с выбранным представительным параметром усталостного процесса. Оно определяет порядок смены кинетики процесса при изменении уровня напряжений цикла и позволяет обобщить критерий (2) усталостного разрушения для нестационарного нагружения.

Кроме концептуальной ясности к достоинствам данного континуального подхода следует отнести возможность использования опытных кинетических кривых как новых ресурсных характеристик материала для прогноза долговечности при переменном спектре напряжений.

В области многоцикловой усталости кинетические кривые $S_в(σ_м; n)$, построенные для разных уровней стационарного напряжения $σ_м$ (рис. 3, линии *1* и *2*), принадлежат одному семейству. Они пересекают усталостную кривую *3* в точках *B* и *B'*. Циклически эквивалентны два состояния материала с одинаковым сопротивлением $S_в$, например, состояния *A* и *A'*.

Смена напряжений после n_1 циклов на уровне $σ_{м1}$ меняет интенсивность деградации предела прочности и трактуется как переход с одной кинетической кривой на другую по правилу

$$S_в(σ_{м1}; n_1) = S_в(σ_{м2}; n_2). \qquad (4)$$

Здесь n_2 — эквивалентное число циклов, за которое предел прочности материала на уровне напряжений $σ_{м2}$ стал бы таким же, как за n_1 циклов на уровне $σ_{м1}$. Равенство (4) позволяет определить эквивалентное число циклов:

$$n_2 = n_э = N_2\left(\frac{n_1}{N_1}\right)\left(\frac{S_{в0} - σ_{м1}}{S_{в0} - σ_{м2}}\right)^{1/m}.$$

При $n > n_э$ кривая *2* эквидистантно переносится до совпадения с кривой *1* (см. рис. 3) в силу непрерывности процесса разупрочнения.

Результирующая долговечность при одной смене напряжений определяется выражением

$$N_* = n_1 + (N_2 - n_э) =$$
$$= n_1 + N_2 - N_2\left(\frac{n_1}{N_1}\right)\left(\frac{S_{в0} - σ_{м1}}{S_{в0} - σ_{м2}}\right)^{1/m}, \qquad (5)$$

а по линейной гипотезе суммирования повреждений выражением

$$N_* = n_1 + N_2 - N_2\left(\frac{n_1}{N_1}\right).$$

Последние два выражения совпадают в двух случаях: когда разность напряжений двух ступеней стремится к нулю, но это будет стационарное нагружение, и при $m \to \infty$, когда свойства материала не меняются вплоть до разрушения. Усталостные испытания литых сталей при ступенчатом нагружении, выполненные А. В. Якушевым, показали, что нелинейное суммирование дает результат, близкий к эксперименту. Очевидно, что задачи с деградационными моделями материала всегда будут нелинейными в аспекте Палмгрена—Майнера, т. е. не будут приводить к условию (3). В том числе и при $m = 1$, когда кинетические кривые вырождаются в прямые линии. Дополнительный множитель в формуле (5) отражает давно известный в экспериментальной механике эффект взаимодействия напряжений разного уровня и, кроме того, исключает возможность любой перегруппировки циклов напряжений.

Таким образом, представленная модель многоцикловой усталости материала (см. таблицу) учитывает как накопленные опытные данные экспериментальной механики, так и циклическую деградацию свойств материала в элементах конструкций.

Примеры использования модели циклической деградации материала в расчетах долговечности элементов конструкций

Различные модификации модели, получаемые варьированием ее параметров, использовались в расчетах долговечности несущих элементов ряда транспортных машин [5—8]. Сначала методика расчета на основании предложенной модели (см. таблицу) и ее согласование со стандартными вычислительными комплексами отрабатывались на пластине с отверстием [9]. Рассматривалась возможность построения методики сквозного расчета усталостного ресурса детали, т. е. как стадии зарождения, так и стадии развития усталостной трещины.

При выполнении критерия (2) к наиболее нагруженному конечному элементу на краю отверстия применялась операция деактивации. Ввиду несопоставимости времени процессов накопления повреждений и времени перераспределения напряжений, вызванного усталостным разрушением одного из элементов, циклирование условно останавливалось. Решалась статическая задача по нахождению нового поля напряжений в пластине с разрушенным элементом. Если в соседних элементах нарушалось условие статической прочности, они тоже деактивировались, и решалась новая статическая задача. Итерационный процесс прекращался, когда во всех уцелевших конечных элементах напряжение оказывалось ниже текущего сопротивления. Далее циклирование продолжалось с новыми параметрами цикла, установленными по правилу (4) для каждого элемента.

Эксперименты с образцами и натурные испытания надрессорной балки тележки грузового вагона показали, что методика дает заниженное число циклов развития трещины [6]. Это связано с непригодностью модели однородного материала для задач усталости ввиду аномальных свойств поверхностного слоя детали, когда зародившаяся на поверхности трещина развивается в практически неповрежденном основном металле. Схема разделения свойств поверхностного слоя и основного металла находится в стадии экспериментальной проверки, поэтому ниже приводятся примеры расчета числа циклов до появления усталостной трещины в несущих элементах транспортных машин.

В силовой постановке задачи, представленной в модели (см. таблицу), методика применялась для расчета обечайки барабана шахтной подъемной установки. На основании конечно-элементного расчета формировался упрощенный график циклических нагрузок в точке действия максимальных напряжений в месте приварки ребра жесткости к обечайке (рис. 4). График не отражает возможные колебательные процессы с неопределенными параметрами, связанные с загрузкой и выгрузкой породы, подъемом скипа с загрузочной рамы при ослабленном канате, прохождением стыков направляющих и др., но учитывает весьма значимые по амплитуде колебания пуско-тормозных режимов и экстренных торможений. Результаты расчета долговечности и остаточной несущей способности приведены на рис. 5. При нормативном сроке службы шахтного оборудования 20 лет прогнозируемая прочность материала в опасной точке снизилась на 20 %. Прогнозируемая долговечность обечайки барабана до появления усталостной трещины с учетом циклической деградации материала составила 40,2 года. Разница с линейным суммированием в 7,2 % невелика и не позволяет объяснить появление в барабане трещин усталостного характера через 12 лет эксплуатации. Более правомерно связать появление трещин с перегрузкой каната при стопорении скипа в направляющих, когда в опасных точках барабана действуют напряжения, сопоставимые с пределом прочности материала. Зародившиеся трещины соизмеримы с шириной переходной зоны у сварного шва и останавливаются за ее

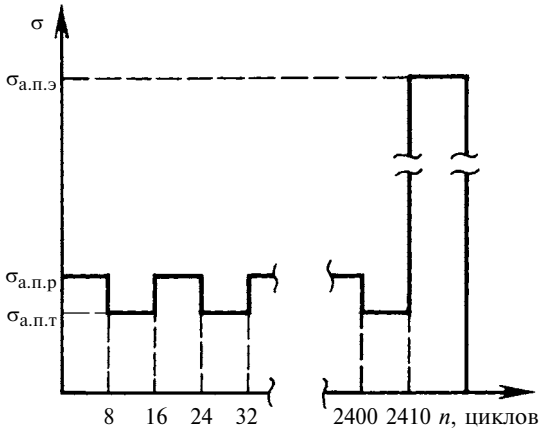


Рис. 4. График циклических нагружений в опасной точке обечайки барабана

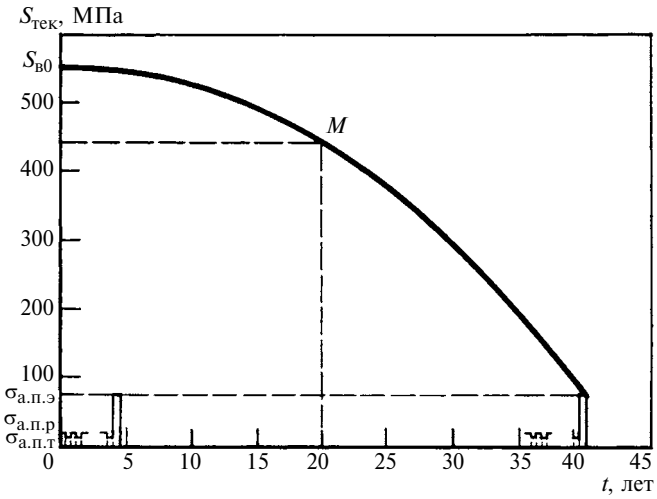


Рис. 5. График снижения предельного сопротивления материала в опасной точке обечайки барабана

пределами в вязком металле. Дальнейшее развитие трещин возможно уже по усталостному механизму.

В деформационной постановке задачи методика применялась для расчета конвейерной ленты по усталостному расслоению каркаса в результате переменных сдвиговых деформаций при огибании барабанов и роликоопор. Связь $\tau(\gamma)$ между касательными напряжениями и угловой деформацией резины можно описать формулой

$$\tau = G[\mathrm{tg}\gamma + (\mathrm{tg}\gamma)^2], \qquad (6)$$

где G — модуль сдвига резины сквиджа. При $G = 0{,}9$ МПа и максимальной деформации $\gamma_{в0} = 0{,}527$ предел прочности $\tau_0 = \tau(\gamma_{в0})$, найденный по формуле (6), составил 0,83 МПа.

Схема перехода с одной кинетической кривой на другую при нестационарной нагрузке принципиально не меняется. По результатам тягового расчета построен график чередования циклов деформаций в сквидже ленты при огибании контура конвейера. Отметим, что в нагрузочном спектре отсутствуют значительные по величине скачки деформаций.

При линейном суммировании повреждений прогнозируемая долговечность безопасной эксплуатации составила 50,83 года; по методике, реализованной в авторской программе на языке Visual Basik, — 49,27 года. Расхождение с линейным прогнозом при отсутствии пиковых перегрузок всего в 3 % может считаться несущественным.

К подобному заключению приводит оценка усталостного ресурса боковой рамы тележки думпкара до появления усталостной трещины в условиях ходовых испытаний. Распределение максимальных динамических напряжений в углу буксового проема боковой рамы тележки думпкара обычно представляется в виде ранжированного ряда амплитудных напряжений за один год. Расчетная долговечность до появления трещины с использованием линейного суммирования повреждений составила 34,5 года при нормативном сроке службы 32 года. По предлагаемой методике расчетный срок службы до появления усталостной трещины равен 31 году. Но одно только равномерное распределение максимальных амплитуд напряжений по годовому спектру, отражающее условия эксплуатации, снижает долговечность до 29,5 лет. Такая оценка средней долговечности боковой рамы на 14,5 % ниже, чем при линейном суммировании повреждений, и близка к среднестатистическому значению числа лет до выхода из строя тележек в эксплуатации. Наличие существенных перегрузок в спектре нагрузок котла вагона-цистерны при гидроиспытаниях в 1,5 раза снижает расчетную долговечность по методике авторов по сравнению с прогнозом линейного суммирования повреждений.

Таким образом, учет эффекта взаимодействия напряжений разного уровня в реальном спектре наряду с учетом циклической деградации прочностных и пластических свойств материала позволяет уточнить усталостный ресурс элементов конструкций в условиях эксплуатации. С другой стороны, все отраслевые методики и руководящие документы в случае переменного спектра нагрузок предписывают использовать приемы и формулы, основанные на гипотезе линейного суммирования повреждений. Корреляционный и спектральный виды анализа реальной нагруженности конструкций связаны с перегруппировкой циклов, которая также допускается линейной гипотезой.

Представленная выше методика приводит к нелинейным задачам Пальмгрена—Майнера. Для ее практического применения важно сохранить отмеченные плюсы учета циклической деградации в расчетах долговечности и придать им прозрачность линейного суммирования повреждений.

Линейное суммирование повреждений с учетом циклической деградации материала

Исходя из общей тенденции о взаимосвязи статических и циклических свойств материала, полагаем, что критерий (2) определяет не разрушение, а переход материала на стадию закритического циклического деформирования. Пусть при циклировании с постоянной амплитудой деформаций цикла $\varepsilon_м = \sigma_м/E$ напряжение снижается до нуля по закону (1) и равновесное (без динамики) разрушение произойдет при числе циклов $N_{1р}$ (см. рис. 3).

Предположение о применимости формулы (1) в интервале $[N_1; N_{1р}]$ циклов экспериментом пока не подтверждено. При его выполнении долговечность $N_{1р}$ равновесного усталостного разрушения определится из условия

$$S_в(\sigma_{м1}; N_{1р}) = 0. \qquad (7)$$

Выражение (7) имеет смысл критерия равновесного усталостного разрушения образца при кинематическом нагружении в достаточно жестком нагружающем устройстве. Отметим, что последнее требование относится к описанию поведения элемента материала только в статически определимой механической системе. Подавляющее большинство задач теории упругости и строительной механики статически неопределимы. Так что область задач, в которых возможна реализация реологически неустойчивых циклических состояний материала, будет вполне представительной [1].

Рассматривая совместно формулы (1) и (7), получим:

$$N_{1р} = N_1\left(\frac{S_{в0}}{S_{в0} - \sigma_{м1}}\right)^{1/m}.$$

Определяя кинетический коэффициент в формуле (1) из условия (7), для той же самой кинетической кривой получим новое выражение

$$S_{в}(\sigma_{м1};\, n) = S_{в0} - \frac{S_{в0}}{N_{1р}^{m}}\, n^{m}, \qquad (8)$$

которое при использовании равенства (4) и в частном случае при $m = \text{const}$ приводит к линейному суммированию повреждений

$$n_2 = n_{э} = N_{2р}\left(\frac{n_1}{N_{1р}}\right),$$

но с учетом реологически неустойчивых состояний материала. Для одной смены напряжений результирующая долговечность находится как и при линейном суммировании, т. е.

$$N_{*р} = n_1 + N_{2р} - N_{2р}\left(\frac{n_1}{N_{1р}}\right).$$

Кинетическая кривая (8) позволяет учитывать реологически неустойчивые состояния материала и задействовать преимущества линейного суммирования повреждений, что повышает эффективность расчетов. Зависимость устойчивости деформирования в интервале $[N_1;\, N_{1р}]$ от жесткости системы нагружения (т. е. от геометрии детали) объясняет многообразие характера разрушения разных элементов конструкций, выполненных из одного и того же материала.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Волков С. Д.** Функция сопротивления материалов и постановка краевых задач механики разрушения. Свердловск: УНЦ АН СССР. Институт металлургии, 1986. 65 с.
2. **Терентьев В. Ф.** Усталостная прочность металлов и сплавов. М.: Интермет Инжиниринг, 2002. 288 с.
3. **Яковлева Т. Ю.** Локальная пластическая деформация и усталость металла. Киев: Наукова думка, 2003. 238 с.
4. **Миронов В. И., Стружанов В. В., Крахмальник Г. Л.** Об одной модели пластического деформирования с разупрочнением // Проблемы машиностроения и надежность машин. 2002. № 5. С. 42—49.
5. **Миронов В. И., Якушев А. В., Емельянов И. Г.** Трещиностойкость несущих деталей вагонов // Вестник РГУПС. 2009. № 1(33). С. 56—60.
6. **Влияние** угла проскальзывания каната на прочность и долговечность барабана шахтной подъемной установки / В. И. Миронов, О. А. Лукашук, С. А. Тимухин, Н. В. Савинова // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 11. с. 35—41.
7. **Миронов В. И., Кожушко Г. Г., Лукашук О. А.** Усталостное расслоение сердечника конвейерной ленты // Горный журнал. 2010. № 4. С. 85—90.
8. **Якушев А. В., Миронов В. И.** Уточнение прогноза долговечности надрессорной балки тележки грузового вагона // Наука и техника транспорта. 2010. № 1. С. 71—75.
9. **Миронов В. И., Якушев А. В., Лукашук О. А.** Моделирование усталостного разрушения пластины с отверстием // Вестник УГТУ-УПИ. 2006. № 11. С. 87—92.

УДК 675.055.33.001.76

Ф. У. НИГМАТОВА, канд. техн. наук, Д. И. ШИН,
Б. Б. АХМЕДОВ, канд. техн. наук (Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности, Узбекистан), e-mail: dimashin@list.ru

Усовершенствование принципиальной схемы ротационной тянульно-мягчильной машины

Приведена усовершенствованная схема ротационной тянульно-мягчильной машины с рабочим органом в виде вала с кольцами для механической обработки кожи с одновременными ее растяжением и изгибом.

Ключевые слова: тянульно-мягчильная машина, тяжка, мягчение, вал с кольцами, сила растяжения, предел прочности кожи, упрочнение.

The paper present an improved scheme of rotational stake-softening machine with a working body in the form of a shaft with rings for machining of the skin with its simultaneous stretching and bending.

Keywords: stake-softening machine, staking, softening, shaft with rings, stretching force, ultimate strength of skin, hardening.

Применение современной техники в кожевенном производстве предусматривает обеспечение высокого уровня механизации и автоматизации, которые значительно сокращают цикл производства, повышают его производительность и качество обработки кож, улучшают условия труда работников.

Приоритетное направление развития машиностроения для кожевенной промышленности — разработка и производство высокоэффективных проходных машин, агрегатов и аппаратов, обеспечивающих повышение качества и расширение ассортимента выпускаемой продукции на основе поточно-механизированных и полуавтоматических линий.

В кожевенном производстве важнейшая механическая операция, влияющая на качество продукции и производительность, — операция тяжки и мягчения кож, в результате которой кожа приобретает комплекс свойств, необходимых при производстве современных изделий.

В технологии обработки кож предусмотрена операция сушки

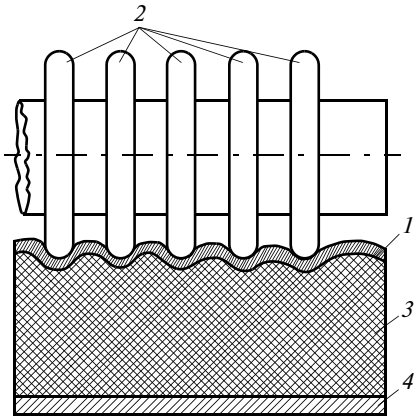


Рис. 1. Схема обработки кожи на тянульно-мягчильной машине:
1 — кожа; *2* — кольца мягчильного вала; *3* — эластичное основание; *4* — жесткий элемент

после крашения и жирования, которая способствует склеиванию волокон кожи под действием хромового дубителя, что придает коже нежелательную жесткость. Для размягчения волокон полуфабрикат подвергают механической обработке — растяжению и перегибу специальными рабочими органами тянульно-мягчильной машины, в результате контактных воздействий которых кожа испытывает одновременно осевое растяжение, локальное двухосное растяжение и изгиб между переходными участками рабочих органов машины. В результате этой операции слипшиеся волокна разъединяются, полуфабрикат становится гибким и мягким, изменяются его площадь, толщина и объем, а также деформационно-прочностные свойства (повышается прочность на разрыв и снижается тягучесть).

Основными факторами, влияющими на эффективность тяжки полуфабриката, являются содержание влаги в материале до обработки, усилие растяжения, скорость, направление и число повторений операции.

Современные тянульно-мягчильные машины в зависимости от принципа действия их рабочих органов можно разделить на три типа: рычажные, ротационные и вибрационные [1, 2].

В машинах ротационного (валкового) типа рабочий орган совершает вращательное движение и выполнен, как правило, в виде вала (барабана), на поверхности которого есть мягчильные элементы: выступы, винтовые ножи. Значительный интерес представляют машины ротационного типа, в которых тяжка и мягчение кожи осуществляются на упругом основании [3]. Согласно данному способу обрабатываемая кожа укладывается на упругое эластичное основание, закрепленное на жестком элементе, и деформируется мягчильным органом в виде вала с кольцами одинакового диаметра (рис. 1), проминающими кожу. Упругий элемент представляет собой упругую транспортерную ленту. Кожа на упругой опоре подвергается тяжке под действием давления и трения в результате протягивания полуфабриката по всей ширине в одном направлении. Данная машина не обеспечивает необходимого качества обработки из-за недостаточного вытягивания края кожи и протягивания кожи по всей ширине с одинаковой интенсивностью, что не позволяет регулировать степень мягчения и тяжки в зависимости от плотности определенного участка кожи. Известно, что наиболее плотный участок кожи — хребтовая часть (чепрак), наименее плотные — огузок и края. При протягивании кожи валом с кольцами образуются участки, подвергшиеся меньшей деформации (участки между кольцами вала).

Разработана усовершенствованная принципиальная схема проходной тянульно-мягчильной машины (рис. 2, *а*), основанная на применении вала с кольцами переменного диаметра в средней части вала (рис. 2, *б*). Наибольший диаметр имеет кольцо, расположенное по середине вала. Данная конструкция рабочего органа способствует интенсивному мягчению наиболее плотных участков кожи, чем обеспечивается равномерность тяжки и мягчения по всей площади обрабатываемого материала.

В отличие от машины, запатентованной в США [3], в конструкцию усовершенствованной тянульно-мягчильной машины вводится второй вал аналогичной формы, кольца которого расположены со смещением относительно колец первого вала, но с таким же шагом (рис. 2, *в*). Подобное расположение колец (де-

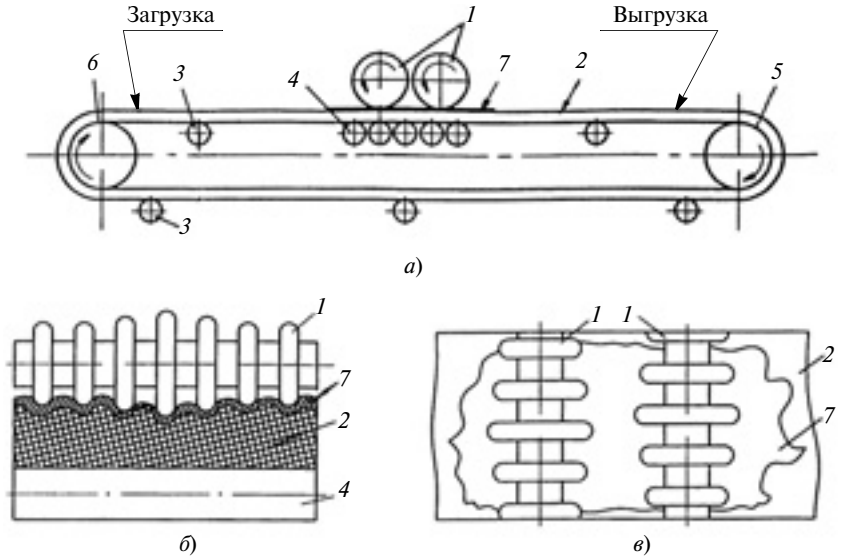


Рис. 2. Схемы усовершенствованной проходной тянульно-мягчильной машины (*а*) и обработки кожи одним (*б*) и двумя (*в*) валами с кольцами переменного диаметра

формирующих элементов рабочего органа) способствует максимальному охвату кожи для перегиба и достаточному вытягиванию ее краев. Таким образом, эффективность ротационной тянульно-мягчильной машины повышается в результате увеличения равномерности мягчения и тяжки по всей площади обрабатываемой кожи, исключения образования таких ее дефектов, как отмин и отдушистость, из-за проминания на упругом эластичном основании.

Предполагаемая тянульно-мягчильная машина (см. рис. 2) состоит из мягчильного органа в виде двух валов *1* с кольцами, упругой транспортерной ленты *2*, являющейся тяговым и несущим элементом машины, прямых поддерживающих роликовых опор *3* на рабочей и холостой ветвях, батареи роликовых опор *4*, играющих роль жесткого элемента, приводного *5* и натяжного *6* барабанов (приводное и натяжное устройства не показаны).

Приводное устройство состоит из электродвигателя, редуктора, соединительных муфт, рабочего вала с приводным барабаном и комплекта подшипников. Натяжное устройство создает начальное натяжение транспортерной ленты, достаточное для передачи тяговой силы трением, ограничивает провисание ленты между роликовыми опорами и компенсирует ее удлинение. В предлагаемой тянульно-мягчильной машине, так же как в ленточных транспортерах малой и средней длины (до 50÷60 м), применяется винтовое натяжное устройство [4].

Тянульно-мягчильная машина (см. рис. 2) работает следующим образом. Обрабатываемая кожа, уложенная на транспортерную упругую ленту (загрузка), перемещается со скоростью v в рабочую зону первого вала с кольцами. Мягчильные кольца вала *1*, продавливая часть кожи, вызывают ее изгиб и растяжение в промежутке между кольцами. Линейная скорость v_1 первого вала превосходит скорость v транспортерной ленты, поэтому кожа на участке входа в рабочую зону первого вала дополнительно растягивается. Участки кожи, подвергнутые мягчению и тяжке первым валом, затем подвергаются обработке вторым валом. Так как линейная скорость v_2 при вращении второго вала больше скорости v_1 первого, то в промежутке между двумя валами кожа дополнительно растягивается. Обработанная кожа транспортируется по упругой ленте до места разгрузки.

Таким образом, усовершенствованная тянульно-мягчильная машина обеспечивает двукратное растяжение заготовки кожи и осуществляет ее механическое упрочнение [5—7].

Данный метод механического (деформационного) упрочнения кожи для одежды предусматривает предварительное растяжение с нагрузкой $\sigma = 1 \div 3$ МПа в течение $t = 5 \div 25$ мин по разным направлениям относительно хребтовой линии заготовки — под углами $\alpha = 0$; 45; 90°. Экспериментальные исследования подтвердили эффективность механического упрочнения кожи по всем направлениям: разрывная нагрузка $F_р$ и предел прочности $\sigma_р$ при растяжении возрастают соответственно от 52,2 до 60,8 Н и от 6,45 до 8,94 МПа, т. е. на 16,5 и 38,6 %, в направлении, перпендикулярном хребтовой линии заготовки. Тянульно-мягчильная машина усовершенствованной конструкции значительно улучшает качество обработанной кожи, повышая равномерность ее удлинения и однородность по прочностным показателям ($\sigma_р$ и $F_р$) по всей площади заготовки.

На тянульно-мягчильной машине полуфабрикат растягивается тангенциальной силой P, возникающей в результате действия радиальной силы Q, с которой обрабатываемая кожа зажимается между валом с кольцами и транспортерной лентой, опирающейся на жесткую опору в виде батареи роликовых опор. В процессе обработки кожи сила P расходуется на преодоление силы трения, возникающей при движении полуфабриката относительно роликовых опор. В данном случае трение можно рассматривать как силу полезного сопротивления, которая противоположна растягивающей силе $P = fQ$, Н, где $f = 0{,}4$ — коэффициент трения при скольжении полуфабриката [1].

Силу P растяжения можно определить из условия прочности кожи по допускаемому напряжению $[\sigma_р]$, рассчитываемому с учетом предела прочности $\sigma_р$ при растяжении и коэффициента s запаса прочности: $[\sigma_р] = \sigma_р/s$, МПа.

Тогда $\frac{P}{A} = \frac{\sigma_р}{s}$, где $A = B\delta$ — площадь поперечного сечения полуфабриката (B, δ — соответственно ширина и толщина кожи, мм); $s = 4 \div 6$. Отсюда

$$P = \sigma_р A/s. \qquad (1)$$

В зависимости от назначения кожи (для верха обуви, одежды и др.) значительно изменяются ее физико-механические свойства и геометрические параметры, что, соответственно, влияет на расчетное значение силы полезного сопротивления. Рассчитаем по формуле (1) силу P растяжения при тяжке и мягчении кожи, используемой для изготовления одежды, со средним пределом прочности $\sigma_р = 6$ МПа, средней толщиной $\delta = 0{,}95$ мм и шириной $B = 700$ мм. При коэффициенте запаса прочности $s = 5$ получим $P = 798$ Н. Тогда сила, с которой вал с кольцами прижимает обрабатываемую кожу к роликовым опорам, $Q = P/f = 798/0{,}4 = 1995$ Н.

УДК 621.67

В. Ю. АЛЕКСАНДРОВ, К. К. КЛИМОВСКИЙ, кандидаты технических наук (ЦИАМ им. П. И. Баранова),
e-mail: alexsandrov@ciam.ru

Совместная работа центробежного насоса с предвключенным жидкостным эжектором с изобарической камерой смешения

Исследовано влияние совместной работы центробежного насоса и изобарического эжектора на антикавитационную устойчивость насоса.

Ключевые слова: эжектор, насос, изобарическая камера смешения, полное давление, антикавитационный запас, коэффициент эжекции.

The effect of joint operation of a centrifugal pump and isobaric ejector on the pump's anti-cavitational stability is studied.

Keywords: ejector, pump, isobaric mixing chamber, total pressure, anti-cavitational margin, ejection factor.

Жидкостные эжекторы, как правило, используют в качестве вспомогательных устройств, восполняющих дефицит давления, необходимого для устойчивой работы основного объекта. Достаточно широкое распространение жидкостные эжекторы получили в системах топливоподачи, где они работают совместно с насосами турбонасосного агрегата жидкостного ракетного двигателя. К преимуществам эжекторов можно отнести простоту конструкции и надежность, к недостаткам — неэкономичность, обусловленную большими потерями давления при смешивании газов в смесительной камере. Однако несмотря на низкий КПД, такое применение жидкостных эжекторов по мере снижения давления наддува в топливоподающих системах будет возрастать, особенно в насосных агрегатах с повышенными ресурсами и малыми давлениями на входах в насосы, которые предназначены для непрерывно действующих энергетических космических комплексов. Жидкостные эжекторы будут незаменимы в безнаддувных системах подачи топлива.

Установка жидкостного эжектора перед насосом обусловлена тем, что в ряде случаев обычный центробежный насос не обеспечивает необходимых эксплуатационных параметров из-за недопустимой кавитации в насосе (кавитационного срыва) вследствие недостаточности подаваемого по разным причинам на вход в насос давления. Дополнительная бустерная ступень насоса нецелесообразна, так как достигаемый эффект не оправдывает усложнение конструкции и снижение надежности всего насосного комплекса. Поэтому использование простого по конструкции и изготовлению эжектора предпочтительнее. Прежде чем рассматривать типичное применение жидкостного эжектора как элемента насосной системы, остановимся на работе самого эжектора на примере экономичного эжектора с изобарической камерой смешения (ИКС).

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

Предложенная ротационная тянульно-мягчильная машина с усовершенствованным рабочим органом значительно повысит эффективность процесса механической обработки кожи и качество изделия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Большаков В. И.** и др. Справочник кожевника. М.: Легпромбытиздат, 1985. 312 с.

2. **Блинников В. И., Комиссаров А. И.** Оборудование для тяжки и мягчения кож. М.: ЦНИИТЭИлегпищемаш, 1969. 49 с.

3. **Пат. 2956427 США:** кл. 69-44. Ротационная тянульно-мягчильная машина.

4. **Зенков Р. Л., Ивашков И. И., Колобов Л. Н.** Машины непрерывного транспорта. М.: Машиностроение, 1987. 432 с.

5. **Повышение** механических свойств натуральной кожи, обработанной полимерной композицией / Д. И. Шин, Ф. У. Нигматова, Ф. Д. Абдуллина, Б. Б. Ахмедов // Техническое регулирование: базовая основа качества материалов, товаров и услуг: Сб. тр. Междунар. науч.-практ. конф. (г. Шахты, 15, 16 марта 2008 г.) Шахты: ЮрГУЭС, 2008. С. 174—176.

6. **Шин Д. И., Ахмедов Б. Б., Абдуллина Ф. Д.** Тягучесть одежной кожи при осевом растяжении // Техническое регулирование: базовая основа качества материалов, товаров и услуг: Сб. тр. Междунар. науч.-практ. конф. (г. Шахты 18, 19 марта 2010 г.). Шахты: ЮрГУЭС, 2010. С. 184, 185.

7. **Ахмедов Б. Б., Шин Д. И., Абдуллина Ф. Д.** Взаимосвязь показателей механических свойств кожи с эффектом ее деформационного упрочнения // Актуальные проблемы инновационного развития хлопкоочистительной, текстильной, легкой, полиграфической промышленности и подготовки кадров: Сб. тр. Респуб. науч.-практ. конф. (г. Ташкент 14, 15 окт. 2009 г.). Ташкент: ТИТЛП, 2009. С. 270—274.

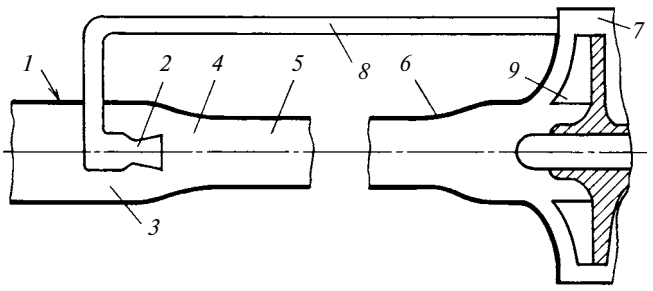


Рис. 1. Схема насоса с эжектором с ИКС

Эжектор (рис. 1) представляет собой корпус *1*, внутри которого симметрично относительно оси корпуса расположено центральное сопло *2* для высоконапорной жидкости. Его поверхность в сочетании с внутренней поверхностью цилиндрической части корпуса образует кольцевое сопло *3* для низконапорной жидкости. Выходные сечения сопел находятся в одной плоскости. За соплами начинается образованная суживающейся частью корпуса *1* изобарическая камера *4* смешения, которая характеризуется одинаковым давлением в любой ее точке. К камере смешения присоединен выходной участок *5*, который может оканчиваться диффузором *6*. Центральное сопло *2* соединено со спиральным отводом *7* канала *8*, по которому к соплу *2* подается высоконапорная жидкость из зоны высокого давления, находящейся за рабочим колесом *9* насоса. При работе эжектора высоконапорная и низконапорная жидкости, вытекая из соответствующих сопел, поступают одновременно в ИКС, смешиваются и направляются в выходной участок, где давление смеси окончательно выравнивается; смесь через диффузор подводится к насосу.

Особенность систем "эжектор—насос" заключается в замкнутом высоконапорном контуре, в котором высоконапорная жидкость из зоны, находящейся за насосом, подводится в центральное сопло. Это отражается на мощности насоса пропорционально отбору высоконапорной жидкости, уменьшая объемный КПД насоса, что непосредственно связано с повышением потребляемой мощности насоса и, соответственно, влияет на мощность турбины. Поэтому на количество отбираемой высоконапорной жидкости накладывается строгое ограничение. Предельно допустимый отбор жидкости не должен превышать 7 % от полезного расхода жидкости. Следовательно, коэффициент к эжекции не может быть меньше 15. Как правило, известны располагаемое $p_{\text{р}}^*$ и требуемое $p_{\text{т}}^*$ полные давления, т. е. параметр $\varepsilon = p_{\text{т}}^*/p_{\text{р}}^*$. Поэтому определим зависимость искомых параметров: $\alpha = F_1/F_1'$ (где F_1 и F_1' — площади выходных сечений соответственно низконапорного и высоконапорного сопел) и $\bar{F}_2 = F_2/F_1$ (где F_1 — площадь выходного сечения камеры смешения) именно от этого параметра. Так как температура жидкости, перекачиваемой одноступенчатым насосом, даже при большом напоре изменяется незначительно, то и плотность жидкости в процессе перекачивания мало изменяется. Поэтому можно принять, что плотности жидкости на выходе из рабочего колеса и на входе в эжектор равны: $\rho_{\text{н}} = \rho_1' = \rho_1 = \rho$.

Подробно работа жидкостного эжектора с ИКС в публикациях не рассматривалась. Для определения основных параметров жидкостного эжектора с ИКС запишем уравнение Бернулли для выходных сечений сопел и выходного сечения ИКС:

для сопла низконапорного газа:

$$p_1 = p_1^* - \frac{\rho_1 w_1^2}{2}; \qquad (1)$$

для сопла высоконапорного газа:

$$p_1' = p_1^{*\prime} - \frac{\rho_1' w_1'^2}{2}; \qquad (2)$$

для выходного сечения ИКС:

$$p_2 = p_2^* - \frac{\rho w_2^2}{2}, \qquad (3)$$

где p^*, p — полное и статическое давления соответственно; ρ — плотность жидкости; w — скорость жидкости; индексы 1 и 2 соответствуют номеру сечения; штрих означает параметр высоконапорной жидкости.

Изобарный процесс устанавливает условие: $p_1 = p_1' = p_2 = p$. Поэтому, приравняв левые части уравнений (1) и (2), (1) и (3), получим:

$$p_1^{*\prime} - p_1^* = \frac{\rho_1' w_1'^2}{2} - \frac{\rho_1 w_1^2}{2}; \qquad (4)$$

$$p_2^* - p_1^* = \frac{\rho_2 w_2^2}{2} - \frac{\rho_1 w_1^2}{2}. \qquad (5)$$

Разделив уравнение (4) на уравнение (5), получим:

$$\frac{\sigma - 1}{\varepsilon - 1} = \frac{w_1'^2/w_1^2 - 1}{w_2^2/w_1^2 - 1},$$

где $\sigma = p_1^{*\prime}/p_1^*$; $\varepsilon = p_2^*/p_1^*$.

Так как $w = G/(\rho F)$, где F — площади сечений сопла, выходного сечения ИКС и т. д.; G — расход жидкости, получим выражение

$$\frac{\sigma-1}{\varepsilon-1} = \frac{\dfrac{G_1'^2 F_1^2}{F_1'^2 G_1^2} - 1}{\dfrac{(G_1+G_1')^2 F_1^2}{\bar{F}_2^2 \bar{G}_1^2} - 1} = \frac{\dfrac{\alpha^2}{\kappa^2} - 1}{\dfrac{(\kappa+1)^2}{\kappa^2 \bar{F}_2^2} - 1} =$$

$$= \frac{(\alpha^2-\kappa^2)\bar{F}_2^2}{(\kappa+1)^2 - \kappa^2 \bar{F}_2^2},$$

где $\kappa = G_1/G_1'$.

Тогда

$$\varepsilon = \frac{(\sigma-1)[(\kappa+1)^2 - \kappa^2 \bar{F}_2^2]}{(\alpha^2-\kappa^2)\bar{F}_2^2} + 1. \qquad (6)$$

Уравнение количества движения имеет вид:

$$G_1 w_1 + G_1' w_1' = (G_1 + G_1') w_2$$

$$\text{или } \frac{\kappa^2}{F_1} + \frac{1}{F_1'} = \frac{(\kappa+1)^2}{F_2}.$$

Умножив последнее на F_1, получим: $\kappa^2 + \alpha = \dfrac{(\kappa+1)^2}{\bar{F}_2}$ или

$$\bar{F}_2 = \frac{(\kappa+1)^2}{\kappa^2+\alpha}. \qquad (7)$$

Таким образом, в уравнения (6) и (7) входят три искомые величины: ε, α и $\bar{F}_2$. Для их определения четвертую величину необходимо задавать наряду с исходными данными в виде коэффициента κ эжекции и величины σ. Варьируя одним из четырех определяемых параметров, можно установить зависимости, по которым выбирают параметры эжектора с требуемым значением ε. Результаты расчетов приведены на рис. 2—4. Параметр α чувствителен к изменению величины ε (см. рис. 2 и 3), особенно в области малых значений ε. Переход к бóльшим значениям ε сопровождается ослаблением влияния этой величины на параметр α. Такая зависимость $\alpha(\varepsilon)$ сохраняется при любых значениях параметров σ и κ, причем увеличение последнего приводит к увеличению ε при $\alpha = \text{const}$.

Параметр $\bar{F}_2$ зависит только от параметра α и коэффициента эжекции [см. формулу (7)] и не зависит от σ. Его связь с параметром ε опосредована через параметр α. Зависимости $\bar{F}_2$ от α при варьировании коэффициента эжекции приведены на рис. 4. При монотонном уменьшении $\bar{F}_2$ с увеличением α рост κ компенсирует это уменьшение. Особенность зависимостей $\bar{F}_2(\alpha)$ — их сходимость в зоне $\alpha = 15$. То есть при любых значениях κ, допустимых при работе эжектора в качестве преднасоса, параметр $\bar{F}_2$ будет практически одинаков. Это означает, что данная величина имеет экстремум, который достигается изменением коэффициента κ эжекции. В этом легко убедиться, продифференцировав уравнение (7) и приравняв производную к нулю: $\dfrac{\partial \bar{F}_2}{\partial \kappa} = 0$, тогда $\kappa = \alpha$. В этом случае

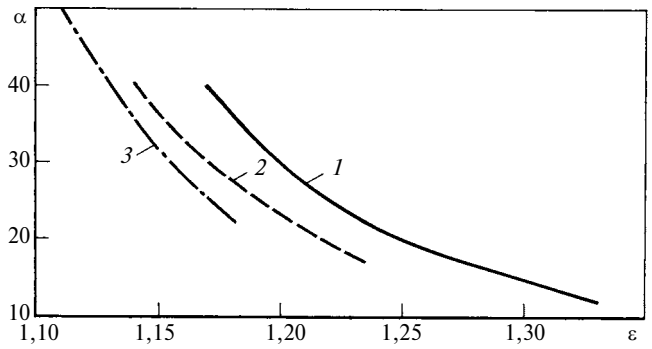


Рис. 2. Зависимости изменения параметра α от коэффициента ε повышения полного давления при κ = 10 (*1*); 15 (*2*) и 20 (*3*) и σ = 5

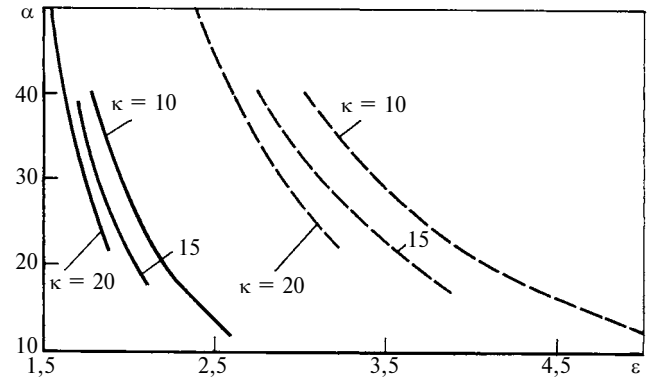


Рис. 3. Зависимости изменения параметра α от коэффициента ε повышения полного давления при κ = 10 (*1*); 15 (*2*); 20 (*3*) и σ = 20 (——) и 50 (- - -)

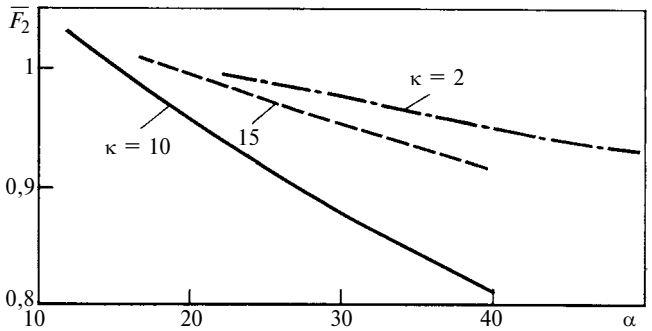


Рис. 4. Зависимости изменения параметра F_2 от α при κ = 10 (*1*); 15 (*2*); 20 (*3*)

выражение (7) после подстановки полученного значения κ примет вид:

$$\bar{F}_{2\max} = 1 + \frac{1}{\alpha}. \qquad (8)$$

Следовательно, площадь $F_{2\max}$ выходного сечения ИКС всегда будет превышать площадь F_1 сечения сопла для низконапорной жидкости. В практическом диапазоне изменений коэффициента эжекции $\kappa > 15$ это превышение не превзойдет 7 %.

Ниже приведены значения $\bar{F}_{2\max}$, вычисленные по формуле (8):

α	10	20	30	40
$\bar{F}_{2\max}$	1,1	1,05	1,033	1,025

Отношение площади $F_{2\max}$ к суммарной площади $(F_1 + F_1')$ сечений сопел равно единице.

Выбор $\bar{F}_{2\max}$ целесообразен при необходимости снижения скорости потока смеси газов на выходе из камеры смешения. В этом случае все ключевые параметры эжектора будут однозначно определены. Действительно, подставив в выражение (7) вместо параметра α коэффициент κ эжекции, получим: $\bar{F}_{2\max} = \frac{(\kappa+1)^2}{\kappa^2+\kappa}$.

Подстановка этого результата в выражение (6) приводит к неопределенности вида $\varepsilon = 0/0$, раскрыв которую, получим:

$$\varepsilon = \frac{\sigma - 1}{\kappa + 1} + 1. \qquad (9)$$

Так как коэффициент эжекции и параметр σ (располагаемая энергия), как правило, фигурируют в качестве исходных данных (т. е. известны), то можно определить параметр ε. Если известен требуемый параметр ε, например при совместной работе эжектора и насоса, то из выражения (9) находим значение σ. Таким образом, определены все искомые параметры: ε (или σ), α и $\bar{F}_2$.

Взаимодействие эжектора и насоса зависит от требуемого насосом запаса антикавитационной устойчивости, который в безразмерном виде можно представить выражением[1]

$$\Delta\bar{h}_{\text{ср}} = \frac{\Delta h}{u_{\text{ср}}^2} = \lambda_{\text{ср}}\frac{\bar{c}_{1m\text{ср}}^2 + 1}{2} + \frac{\bar{c}_{1m\text{ср}}^2}{2}. \qquad (10)$$

Здесь $\lambda_{\text{ср}}$ — кавитационный коэффициент для центробежного насоса имеет вид[1]: $\lambda_{\text{ср}} = 0{,}9\bar{c}_{1m\text{ср}} = 0{,}9\frac{c_{1m}}{u_{\text{ср}}}$, где c_{1m} — скорость потока жидкости; $u_{\text{ср}}$ — окружная скорость рабочего колеса.

[1] **Климовский К. К., Шестаков К. Н.** Методика расчета центробежных и шнекоцентробежных насосов ракетных двигателей. М.: Машиностроение, 1967. 143 с.

Индекс "ср" означает, что параметр отнесен к среднему радиусу входной кромки лопатки рабочего колеса насоса.

При расчете насоса значения $\bar{c}_{1m\text{ср}}$ и $u_{\text{ср}}$ известны. Подставив найденное значение $\lambda_{\text{ср}}$ в выражение (10), определим Δh, т. е. напор жидкости на входе в насос на предсрывном режиме работы насоса, который достигнет минимального значения в тот момент, когда статическое давление перед насосом теоретически сравняется с давлением насыщенного пара жидкости:

$$\Delta h = \frac{p_{1\text{п}}^* - p_s}{\rho}, \qquad (11)$$

где $p_{1\text{п}}^*$ — требуемое полное давление перед насосом; p_s — давление насыщенного пара, зависящее от температуры жидкости (справочное значение).

Из выражения (11) определим полное давление: $p_{1\text{п}}^* = \rho\Delta h + p_s$.

Возможно, что располагаемое полное давление $p_{\text{р}}^*$ по разным причинам окажется меньше требуемого на некоторую величину: $\Delta p^* = p_{\text{п}}^* - p_{\text{р}}^*$, которая определяет дефицит полного давления при входе в насос. Эту величину должен восполнить эжектор с коэффициентом повышения полного давления:

$$\varepsilon = \frac{p_{\text{п}}^*}{p_{\text{р}}^*} = \frac{p_{\text{п}}^*}{p_1^*}. \qquad (12)$$

Этого достаточно, чтобы исключить кавитацию в насосе сверх допустимого предела. В формуле (12) величина $p_{\text{р}}^*$ — полное давление перед эжектором и, соответственно, в сечении сопла, ранее предназначенное для подачи на вход в насос. Зная ε, легко определить параметр α, обусловливающий габаритные параметры эжектора при заданных σ и κ по выражениям (6) и (7).

Приведенные зависимости получены без учета гидравлических потерь в отборочном канале и режимов течения из сопел и ИКС. Поэтому при уточняющем расчете эжектора целесообразно ввести уменьшающую поправку на полное давление p_1' и коэффициенты μ течения. Для шнекоцентробежного насоса, работающего на режимах, близких к срыву, влияние эжектора меньше. Однако все зависит от того, на каком участке кавитационной характеристики насоса находится рабочий режим. Если он с учетом нештатных ситуаций существенно удален от режима срыва, то может оказаться, что для восполнения дефицита давления эжектор будет просто необходим.

УДК 621.9.06-8

В. П. ЛЕГАЕВ, д-р техн. наук, Л. К. ГЕНЕРАЛОВ, канд. техн. наук
(Владимирский ГУ им. А. Г. и Н. Г. Столетовых), e-mail: legaev@vlsu.ru, generalov@vlsu.ru

Система управления приводом станка с компенсацией эксцентриситета шпинделя

Разработан метод компенсации эксцентриситета шпинделя, повышающий точность обработки деталей, путем коррекции поперечной подачи с использованием сигнала обратной связи.

Ключевые слова: деталь, обработка, шпиндель, эксцентриситет, математическая модель, погрешность, компенсация.

The paper presents to develop a method of a spindle eccentricity compensation enhancing the detail's working accuracy by means of correction the cross feed with use a feedback signal.

Keywords: detail (component), working spindle, eccentricity, a mathematical model, error, compensation.

Достижение заданной точности обработки деталей на металлорежущих станках с адаптивными системами управления приводами нередко является трудной задачей. Это связано с наличием ряда возмущений, которые не всегда удается компенсировать. Один из таких факторов — смещение оси шпинделя относительно начального положения при вращении [1, 2], возникающее в результате эксцентриситета шпинделя станка, упругих деформаций и пр., что приводит к дисбалансу и возникновению колебаний определенной частоты. Кроме того, при снятии неравномерного припуска или изменении твердости материала амплитуда колебаний меняется и может произойти потеря устойчивости движения.

Существующие методы повышения точности обработки деталей посредством адаптивного управления приводами устраняют это путем регулирования относительного перемещения технологических баз инструмента и заготовки в процессе обработки [1], но не в полной мере, поскольку не учитывают влияние возмущающих воздействий, связанных с нестабильностью движения шпиндельного узла.

Рассмотрим возможность устранения возмущений, возникающих в результате эксцентриситета, приводящего к дополнительным смещениям заготовки относительно инструмента при обработке.

Предположим, что диаметр (радиус) детали после обработки с учетом погрешности, вызванной эксцентриситетом, имеет вид:

$$d(t) = d_д(t) + e(t) \quad (1)$$

или

$$r(t) = r_д(t) + e(t), \quad (2)$$

где $d_д(t)$ и $r_д(t)$ — диаметр и радиус детали после обработки; $e(t)$ — эксцентриситет.

На рис. 1 в плоскости, перпендикулярной продольной оси детали, показаны вектор $r_д$ и его составляющие, которые связаны выражением $r_д = r_у + r_н + e$, где $r_у$ — вектор, соединяющий точку O_1 на оси симметрии детали с точкой O_2 на оси установочных центров; $r_н$ — вектор, соединяющий точку O_2 на оси установочных центров с вершиной резца; *1* и *2* — идеальная и фактическая траектории движения вершины резца.

Наличие эксцентриситета *e* обусловливает дисбаланс вращающейся заготовки и нарушает стабильность процесса резания, в результате увеличиваются динамическая ошибка привода и погрешность обработки детали. Исследования [1, 2] показали, что влияние эксцентриситета на качество обработки носит периодический характер, поэтому для повышения точности обработки следует корректировать параметр $r_д$ на каждом обороте заготовки. Для этого необходимо подавать в систему управления приводом поперечной подачи дополнительные сигналы, компенсирующие влияния эксцентриситета шпинделя и упругих перемещений элементов станка, приспособления и заготовки, т. е. обеспечить обратную связь.

Данный метод, как правило, используют для повышения точности движения объектов, но в управлении резанием металла он не нашел применения по ряду причин. Во-первых, не все параметры процесса можно измерить в ходе резания. Во-вторых, запаздывание при прохождении сигналов обратной связи затрудняет согласование с задающим сигна-

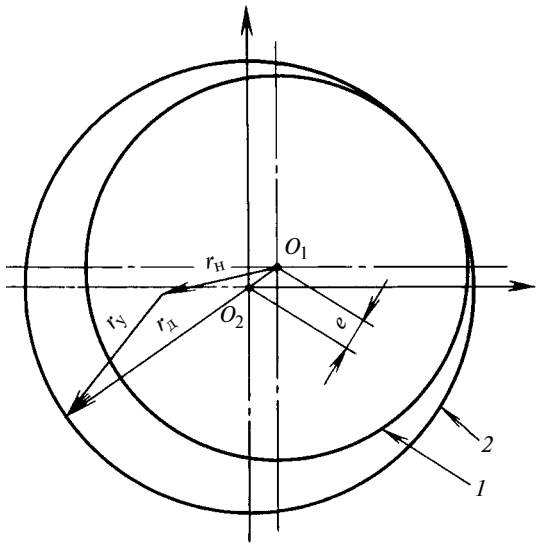


Рис. 1. Схема определения радиус-вектора детали

лом, в результате возникает дополнительная составляющая погрешности привода, что обусловлено возможностями средств измерения и используемых методов. Так, для современных электромеханических приводов время реакции при изменении фактического размера детали составляет 5÷10 мс, а время измерения — 0,5 с и более. Кроме того, измерение проводится не в зоне обработки, а на некотором расстоянии, что дополнительно увеличивает сдвиг по времени. Поэтому задержка корректирующего сигнала приводит к отставанию регулировки относительного положения инструмента и заготовки, что снижает точность обработки.

Для уменьшения динамической ошибки привода с целью сокращения времени подготовки корректирующего сигнала вместо измерительной системы будем использовать виртуальный датчик, представляющий собой математическую модель формирования размера детали при обработке. Для оценки диаметра детали используем выражение

$$d_{\text{р}}(t) = P_y(t)/C_{\text{у}} + U(t) + e(t), \qquad (3)$$

где $P_y(t)$ — составляющая силы резания, направленная по оси Y; $C_{\text{у}}$ — коэффициент упругости станочной системы; $U(t)$ — упругая деформация, обусловленная податливостью элементов станочной системы.

Сила резания в выражении (3) определяется по зависимостям, приведенным в справочнике [3], жесткость станка и его отдельных элементов указываются в паспорте станка. Эксцентриситет в выражении (3) неизвестен, однако он входит в измеренный размер детали, который определяется из выражения (1) или (2). Сравнением расчетного и измеренного диаметров определяется эксцентриситет $e(t)$, который представляет собой ошибку на выходе виртуального датчика. Учитывая, что при наличии эксцентриситета ось шпинделя движется по эллиптической кривой с постоянными параметрами, угловую скорость можно измерить, используя кодирующее устройство положения.

Мультигармоническая модель эксцентриситета для шпиндельного узла имеет вид: $e(t) = \Sigma\alpha_{\text{к}}\sin\omega_{\text{к}}t + \beta_{\text{к}}\omega_{\text{к}}t$, где $\alpha_{\text{к}}$ и $\beta_{\text{к}}$ — неизвестные величины; $\omega_{\text{к}}$ — известная величина. Кроме того, каждый синусоидальный вход можно представить в пространстве состояний траекториями:

$$\dot{x}_1^k = \omega_{\text{к}} x_1^k(t); \qquad (4)$$

$$\dot{x}_2^k = \omega_{\text{к}} x_2^k(t). \qquad (5)$$

Тогда можем рассматривать влияние компонентов эксцентриситета с наложенным шумом на измеряемую составляющую $P_y(t)$ силы резания:

$$P_y = \sum_{k=1}^{N} x_1^k(t) + x_2^k(t) + n(t).$$

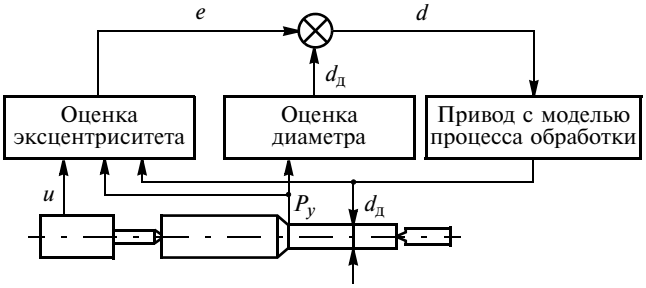


Рис. 2. Система управления процессом резания с компенсацией эксцентриситета

Для оценки x_1^k и x_2^k, определяемые выражениями (4) и (5), используем фильтр Калмана [4] при $k = 1, 2, ..., N$, представляющий собой математическую модель, которая дополняет расчетное значение силы резания до измеренной величины. Величина коррекции представляет собой ошибку от действия эксцентриситета. Система управления, обеспечивающая точность обработки цилиндрических поверхностей при точении, показана на рис. 2.

Исследования системы автоматического управления показали, что точно определить частоту эксцентриситета в сигнале не удается. Гармонические компоненты не являются стационарными из-за нагревания опор шпинделя и трения скольжения в зоне резания. Поэтому, моделируя данные эффекты, добавим в правую часть уравнений (4) и (5) шум небольшой величины. В этом случае модель становится стабилизируемой со стороны шума, а управление сводится к поддержанию регулируемой величины после завершения переходного процесса. Это означает, что фильтр должен быть стационарным и использоваться для конкретных условий обработки. Если условия изменяются, используется переменный во времени фильтр, представляющий собой набор элементарных последовательно включающихся фильтров.

Проведена оценка влияния стационарного фильтра на точность обработки путем моделирования системы автоматического управления резанием на станке с ЧПУ. Математическая модель системы управления подробно описана в работе [5].

Структурная схема модели с фильтром показана на рис. 3, где использованы следующие обозначения передаточных функций: $W_{\text{пр}}(p)$ — разомкнутого привода; $W_{\text{к.с}}(p)$ — кинематической системы для передачи движения инструмента по оси Y; $W_{\text{р}}(p)$ — процесса резания с компонентами технологической системы; $W_{\text{м.к.с}}(p)$ — модели кинематической системы; $W_{\text{м.р}}(p)$ — модели резания с компонентами технологической системы; $W_{\text{ф}}(p)$ — модели фильтра.

На вход системы подается задающий сигнал g_z, который сравнивается с выходным сигналом $Y_{\text{м}}$. Сигнал рассогласования поступает на вход привода, с выхода которого снимается сигнал управления $Z_{\text{пр}}$. Под действием этого сигнала в технологиче-

ской системе осуществляется процесс, изменяющий выходную координату Y_f, которая является векторной величиной, представляющей собой перемещение инструмента в плоскости XOY рабочего пространства станка и обусловливающей дополнительную составляющую в виде эксцентриситета.

Проверим правильность выбранного метода устранения погрешностей. Выполним моделирование в среде Simulink интегрированного пакета MATLAB. Исходными данными являются режимы резания и размеры заготовки. В качестве фильтра используем константу, величина которой зависит непосредственно от выходного сигнала компенсирующей модели и изменяется от 1 до 1,5. При увеличении функции $W_ф(p)$ выше предельного значения система автоматического управления теряла устойчивость при обработке заготовок диаметром 30 мм и длиной 120 мм при режиме резания: скорость v = 100 м/мин; подача S = 1 мм/мин; глубина резания t = 0,5 мм. При снижении подачи и глубины резания устойчивость восстанавливалась.

Учитывая, что размеры детали формируются на окончательных переходах, выполним моделирование на режимах, характерных для финишных операций, т. е. при S = 0,5 мм/мин, t = 0,2 мм. По результатам моделирования сравним размеры детали, полученные с использованием модельного фильтра и без него (таблица).

Зависимости изменения погрешности обработки деталей по длине при разных коэффициентах

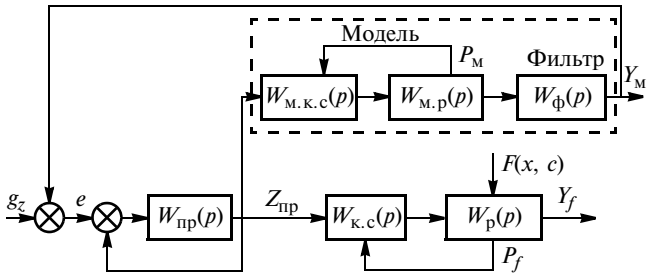


Рис. 3. Структурная схема привода

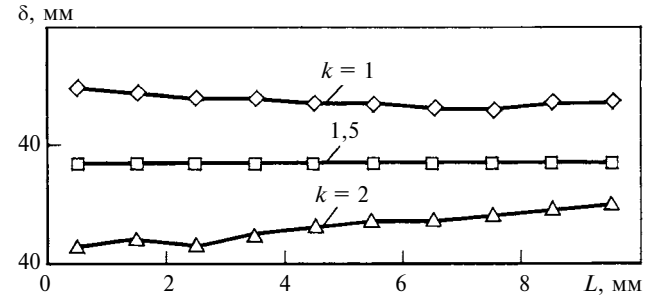


Рис. 4. Зависимости изменения погрешности δ обработки от длины L детали при разных значениях коэффициента k усиления фильтра

усиления фильтра показаны на рис. 4. С увеличением k происходит снижение погрешности обработки. Так, при k = 1 считаем, что фильтр отсутствует, погрешность составила 50 мкм. При использовании фильтра с коэффициентом усиления k = 1,5 в том же сечении погрешность составила 37 мкм, т. е. снизилась на 35 %. При k = 2 очевидно, что погрешность продолжает снижаться, однако с увеличением длины заготовки она возрастает, что, вероятно, связано с точностью вычислений. В данном случае при использовании математической модели привода точность можно регулировать в широких пределах и достигать заданного значения без использования дополнительных средств технологического оснащения.

Дальнейшее исследование точности привода при пониженных режимах резания показало, что погрешность снижается, но до определенного предела. Так, при v = 100 м/мин, S = 0,2 мм/мин, t = 0,1 мм погрешность обработки без фильтра составила 18 мкм, при использовании фильтра с k = 1,5 она составила 15 мкм, т. е. уменьшилась на 8,3 %. Следовательно, эффективность постоянного фильтра проявляется в большей степени при управлении приводами на промежуточных переходах обработки. Для финишной высокоточной обработки требуется переменный фильтр, учитывающий кроме эксцентриситета влияние других возмущающих факторов.

Проведенные исследования выявили возможности дополнительного управления приводами металлорежущих станков с использованием моделируемых корректирующих сигналов в целях обратных связей. Данный вид управления можно применять при отсутствии априорной информации о состоянии объекта управления или отдельных его элементов и для управления приводами технологических машин с целью обеспечения высокоточного движения исполнительных органов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Базров Б. М.** Методы повышения точности обработки деталей типа тел вращения посредством адаптивного управления // Станки и инструменты. 1973. № 3. С. 8—11.
2. **Аршанский М. М., Щербаков В. П.** Вибродиагностика и управление точностью обработки на металлорежущих станках. М.: Машиностроение, 1988. 136 с.
3. **Афанасьев В. Н., Колмановский В. Б., Носов В. Р.** Математическая теория конструирования систем управления. М.: Высшая школа, 1989. 447 с.
4. **Гудвин Г. К., Гребе С. Ф., Сальдаго М. Э.** Проектирование систем управления. М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2004. 911 с.
5. **Кобзев А. А., Генералов Л. К.** Модельное управление точностью обработки резанием // Вестник машиностроения. 2009. № 12. С. 65—67.

УДК 621.01.001.57

Б. А. ГОРДЕЕВ, д-р техн. наук, А. В. ЛЕОНТЬЕВА (Нижегородский филиал ИМАШ РАН им. А. А. Благонравова), e-mail: vibro@mts-nn.ru

Исследование работы двух асинхронных двигателей, установленных на упругом диссипативном основании[1]

Исследованы движения двух неуравновешенных роторов, установленных на общем упругом диссипативном основании. Установлен стационарный режим синхронизации и определены условия его возникновения, а также условия диссипации, влияющие на устойчивость синхронизации.

Ключевые слова: асинхронный двигатель, резонанс, стационарный режим, синхронизация, метод осреднения, эксперимент.

The article studies the motion of two unbalanced rotors, installed on a common elastic dissipative foundation. Stationary timing mode is set and the conditions of its arising and also the dissipation conditions affecting on the synchronization stability have been determined.

Keywords: induction motor, resonance, steady-state condition, synchronization (timing), the averaging method, an experiment.

Впервые эффект синхронизации в начале семнадцатого столетия наблюдал Гюйгенс: два маятниковых часовых механизма, прикрепленных к общей подвижной балке и начинавших работать рассогласованно, через какое-то время работали синхронно [1]. Сегодня эффект синхронизации широко используется в различных областях науки и техники.

Синхронизация и самосинхронизация неуравновешенных роторов — важные явления механики. Известно, что два или более кинематически и электрически не связанных между собой роторов, установленных на общем подвижном основании и приводимых в движение независимыми асинхронными двигателями, начинают вращаться синхронно — с одинаковыми или кратными средними угловыми скоростями и определенными взаимными фазами. При этом согласованность вращения роторов возникает, несмотря на различие их парциальных угловых скоростей (угловых скоростей при их раздельной установке на неподвижных основаниях) [1—4].

Явление синхронизации может играть как положительную, так и отрицательную роль [5]. Причиной многих аварий в энергоемком оборудовании нередко является синхронизация частот вращения роторов, обусловленная вибрацией основания при работе двигателей. Режимы синхронизации возникают произвольно при определенных параметрах конструкции и очень устойчивы. Поэтому задачи выявления стационарных режимов синхронизации, их устойчивости для предотвращения отрицательного эффекта синхронизации в конструкциях с несколькими источниками вибрации очень важны [6, 7].

Математическая модель

Математическая модель движения колебательной системы представляет собой систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} m\ddot{y} + k\dot{y} + py - m_1 r_1(\ddot{\varphi}_1 \sin\varphi_1 + \dot{\varphi}_1^2 \cos\varphi_1) - \\ - m_2 r_2(\ddot{\varphi}_2 \sin\varphi_2 + \dot{\varphi}_2^2 \cos\varphi_2) = 0; \\ I_1\ddot{\varphi}_1 + H_1(\varphi_1, \dot{\varphi}_1) - L_1(\varphi_1, \dot{\varphi}_1) - m_1 r_1 \ddot{y} \sin\varphi_1 = 0; \\ I_2\ddot{\varphi}_2 + H_2(\varphi_2, \dot{\varphi}_2) - L_2(\varphi_2, \dot{\varphi}_2) - m_2 r_2 \ddot{y} \sin\varphi_2 = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где y — линейная координата, характеризующая вибрацию фундамента; φ_i — углы отклонения эксцентриков от оси y; m — масса фундамента; p — коэффициент упругости фундамента; k — коэффициент диссипации основания; $m_{1,2}$ — массы эксцентриков первого и второго двигателей; r_i — радиусы инерции эксцентриков (эксцентриситеты); $I_{1,2}$ — моменты инерции роторов в отсутствие дисбаланса; $L_{1,2}(\varphi_{1,2}, \dot{\varphi}_{1,2})$ — движущие моменты; $H_{1,2}(\varphi_{1,2}, \dot{\varphi}_{1,2})$ — моменты сил сопротивления вращению роторов.

Первое уравнение системы (1) описывает вынужденные колебания платформы, второе и третье — динамику источников возбуждения, т. е. вращения роторов первого и второго электродвигателей. В дальнейшем ввиду аналогичности уравнений, описывающих вращения роторов, будем использовать индекс, соответствующий данному уравнению. Система уравнений (1) — автономная с тремя степенями свободы [1—4].

В работах И. И. Блехмана найдено решение подобной задачи методом прямого разделения движений, но без учета особенностей работы асинхронных двигателей. Изучается и решается задача о синхронизации вибраторов с почти равномерным вращением. Однако в ходе работы асинхронных двигателей, у которых частота вращения ротора крайне чувствительна к нагрузкам, равномерного вращения роторов с одной и той же угловой скоростью может не наблюдаться.

Цель данной работы — на основе математической модели (1), учитывающей диссипацию основания, построить систему, более близкую к реальной, с учетом особенностей работы асинхронных электродвигателей, найти приближенное аналитическое реше-

[1] Работа выполняется при частичной финансовой поддержке гранта РФФИ № 11-08-97066-Р_Поволжье.

ние полученной системы методом осреднения и проанализировать стационарные режимы движений.

Считаем, что моментные характеристики двигателей и моменты сопротивления имеют простейший линеаризованный вид:

$$L_i(\varphi_i,\ \dot\varphi_i) = M_{0i} - k_{0i}\dot\varphi_i;\quad H_i(\varphi_i,\ \dot\varphi_i) = k_i\dot\varphi_i,$$
$$i = 1 \text{ и } 2,$$

здесь M_{0i} и k_i — постоянные параметры [1].

Для исследования данной модели вводим безразмерное время τ и координату x: $\tau = \omega_0 t$, $x = y/r$, где r — характерная длина; $1/\omega_0$ — характерное время ($\omega_0 = \sqrt{p/m}$ — собственная частота колебаний платформы).

Для сокращения записи введем обозначения: $\varepsilon = k/(m\omega_0)$; $a_i = (k_i + k_{0i})/I_i\omega_0$; $b_i = M_{0i}/I_i\omega_0^2$; $m_i r_i^2/I_i \approx \mu c_i$; $\kappa_i = r_i/r$; $r = r_1 + r_2$. Принимая в качестве малого параметра μ отношение неуравновешенной массы ротора к массе основания, получим систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \ddot x + x + \varepsilon\dot x - \mu\kappa_1(\ddot\varphi_1\sin\varphi_1 + \dot\varphi_1^2\cos\varphi_1) - \\ -\mu\kappa_2(\ddot\varphi_2\sin\varphi_2 + \dot\varphi_2^2\cos\varphi_2) = 0; \\ \ddot\varphi_i + a_i\dot\varphi_i - b_i - \mu c_i\dfrac{1}{\kappa_i}\ddot x\sin\varphi_i = 0, \end{cases} \tag{2}$$

где $i = 1$ и 2; a_i, b_i, c_i, κ_i — постоянные параметры, характеризующие качественные показатели двигателей; $\mu = m_i/m \ll 1$ — малый параметр системы.

В системе уравнений (2) безразмерный коэффициент диссипации считается малой величиной порядка μ: $\varepsilon = \mu d$. Наличие малого параметра μ позволяет исследовать эту систему приближенными методами. Наиболее эффективным методом приближенного аналитического исследования нелинейных колебательных систем с малым параметром является метод осреднения, который заключается не в прямом построении приближенного решения точной системы, а в построении приближенной системы, для которой строится точное решение. Предварительным этапом применения метода осреднения является приведение системы уравнений (2) к стандартной форме.

Введя новые переменные $\dot x = y$, $\dot\varphi_1 = \omega_1$, $\dot\varphi_2 = \omega_2$ и представив систему уравнений (2) в нормальной форме Коши, получим систему, порождающую решение ($\mu = 0$): $x(t) = A\sin\varphi(t)$; $y(t) = A\cos\varphi(t)$; $\varphi(t) = t + \alpha$; $\varphi_1(t) = v_1\exp(-a_1 t) + \Omega_1 t + B_1$; $\varphi_2(t) = v_2\exp(-a_2 t) + \Omega_2 t + B_2$; $\omega_1(t) = -v_1 a_1\exp(-a_1 t) + \Omega_1$; $\omega_2(t) = -v_2 a_2\exp(-a_2 t) + \Omega_2$, где A, α, v_1, v_2, B_1, B_2 — произвольные постоянные; $\Omega_1 = b_1/a_1$, $\Omega_2 = b_2/a_2$ — номинальные частоты вращения соответственно первого и второго двигателей (здесь и далее безразмерное время τ обозначено t).

Для случая $\mu \neq 0$ полагаем, что решение имеет тот же вид, но при этом считаем, что все произвольные постоянные являются функциями времени (метод вариации произвольных постоянных Лагранжа):

$$\left.\begin{aligned} x(t) &= A(t)\sin(t + \alpha(t)); \\ y(t) &= A(t)\cos(t + \alpha(t)); \\ \varphi_1(t) &= v_1(t)\exp(-a_1 t) + \Omega_1 t + B_1(t); \\ \varphi_2(t) &= v_2(t)\exp(-a_2 t) + \Omega_2 t + B_2(t); \\ \omega_1(t) &= -a_1 v_1(t)\exp(-a_1 t) + \Omega_1; \\ \omega_2(t) &= -a_2 v_2(t)\exp(-a_2 t) + \Omega_2, \end{aligned}\right\} \tag{3}$$

где $A(t)$, $\alpha(t)$ — амплитуда и фаза колебаний основания; $v_1(t)$, $v_2(t)$ — угловые скорости роторов двигателей; $B_1(t)$, $B_2(t)$ — фазы роторов двигателей.

Переход к новым переменным $[x(t),\ y(t),\ \varphi_1(t),\ \varphi_2(t),\ \omega_1(t),\ \omega_2(t)] \to [A(t),\ \alpha(t),\ v_1(t),\ v_2(t),\ B_1(t),\ B_2(t)]$ путем замены уравнений (3) позволяет привести систему к стандартной форме. Система в новых переменных требует некоторых упрощений:

$$\left.\begin{aligned} \dot A &= \frac{\mu\cos(t+\alpha)}{-1 + \mu^2\left(\sum\limits_{i=1}^{2} c_i\sin^2\beta_i\right)}\Bigg(\mu A\sin(t+\alpha)\sum_{i=1}^{2} c_i\sin^2\beta_i - \\ &- dA\cos(t+\alpha) - \sum_{i=1}^{2}(a_i^2\kappa_i v_i\exp(-a_i t)\sin\beta_i + \\ &+ \kappa_i(\Omega_i - a_i v_i\exp(-a_i t))^2\cos\beta_i)\Bigg); \\ \dot\alpha &= -\frac{\mu\sin(t+\alpha)}{A\left(-1 + \mu^2\left(\sum\limits_{i=1}^{2} c_i\sin^2\beta_i\right)\right)}\Bigg(\mu A\sin(t+\alpha)\sum_{i=1}^{2} c_i \times \\ &\times \sin^2\beta_i + dA\cos(t+\alpha) - \sum_{i=1}^{2}(a_i^2\kappa_i v_i\exp(-a_i t)\sin\beta_i + \\ &+ \kappa_i(\Omega_i - a_i v_i\exp(-a_i t))^2\cos\beta_i)\Bigg); \\ \dot v_j &= \frac{\mu c_j\sin\beta_j\exp(a_j t)}{\kappa_j a_j\left(-1 + \mu^2\left(\sum\limits_{i=1}^{2} c_i\sin^2\beta_i\right)\right)}(-A\sin(t+\alpha) + \\ &+ \mu(-dA\cos(t+\alpha) + \sum_{i=1}^{2}(a_i^2\kappa_i v_i\exp(-a_i t)\sin\beta_i + \\ &+ \kappa_i(\Omega_i - a_i v_i\exp(-a_i t))^2\cos\beta_i))\Bigg),\quad j = 1 \text{ и } 2; \\ \dot B_j &= \frac{\mu c_j\sin\beta_j}{\kappa_j a_j\left(-1 + \mu^2\left(\sum\limits_{i=1}^{2} c_i\sin^2\beta_i\right)\right)}(A\sin(t+\alpha) + \\ &+ \mu(dA\cos(t+\alpha) - \sum_{i=1}^{2}(a_i^2\kappa_i v_i\exp(-a_i t)\sin\beta_i + \\ &+ \kappa_i(\Omega_i - a_i v_i\exp(-a_i t))^2\cos\beta_i))\Bigg),\quad j = 1 \text{ и } 2, \end{aligned}\right\} \tag{4}$$

где $\beta_i = v_i\exp(-a_i t) + \Omega_i t + B_i$, $i = 1$ и 2.

Разложив дроби в системе уравнений (4) в ряды Тейлора в окрестности нуля: $1/(1 - x) = 1 + x + x^2 + \ldots$ при $x \to 0$ и с учетом ограничения по малому параметру до второго порядка включительно, получим первые два слагаемых разложения. Для упрощения выражений под знаками синуса и косинуса используем тригонометрические формулы сложения, учитывая $\sin(v_i\exp(-a_i t)) \cong v_i\exp(-a_i t)$ и $\cos(v_i\exp(-a_i t)) \cong 1$ при $t \to +\infty$. Так как система относится к многочастотным системам, вводим новые переменные:

$$\left.\begin{aligned} \varphi(t) &= t + \alpha(t); \\ \beta_1(t) &= \Omega_1 t + B_1(t); \\ \beta_2(t) &= \Omega_2 t + B_2(t), \end{aligned}\right\} \qquad (5)$$

где $\varphi(t)$, $\beta_1(t)$, $\beta_2(t)$ — быстро вращающиеся фазы (полные фазы) соответственно основания и роторов двигателей.

Переходя к переменным φ, β_1, β_2 на основе замены выражений (5) получим систему в стандартной форме в первом приближении:

$$\left.\begin{aligned}
\dot{A} &= \mu\Big(-dA\cos\varphi + \sum_{i=1}^{2} a_i^2\kappa_i v_i(v_1\exp(-a_i t)\cos\beta_i + \\
&+ \sin\beta_i)\exp(-a_i t) + \sum_{i=1}^{2}\kappa_i(\Omega_i - a_i v_i\exp(-a_i t))^2 \times \\
&\times(\cos\beta_i - v_i\exp(-a_i t)\sin\beta_i)\Big)\cos\varphi; \\
\dot{\varphi} &= 1 - \mu\frac{1}{A}\Big(-dA\cos\varphi + \sum_{i=1}^{2} a_i^2\kappa_i v_i(v_1\exp(-a_i t)\cos\beta_i + \\
&+ \sin\beta_i)\exp(-a_i t) + \sum_{i=1}^{2}\kappa_i(\Omega_i - a_i v_i\exp(-a_i t))^2 \times \\
&\times(\cos\beta_i - v_i\exp(-a_i t)\sin\beta_i)\Big)\sin\varphi; \\
\dot{v}_j &= \mu\frac{Ac_j}{\kappa_j a_j}(v_j\cos\beta_j + \exp(a_j t)\sin\beta_j)\sin\varphi, \quad j = 1 \text{ и } 2; \\
\dot{\beta}_j &= \Omega_j - \mu\frac{Ac_j}{\kappa_j a_j}(v_j\exp(-a_j t)\cos\beta_j + \sin\beta_j)\sin\varphi, \\
& j = 1 \text{ и } 2.
\end{aligned}\right\} \qquad (6)$$

Система уравнений (6) имеет стандартную форму с тремя медленными переменными (A, v_1, v_2) и с тремя быстрыми фазами (φ, β_1, β_2). Эта система квазилинейная, и к ней применим метод осреднения [8].

Прежде всего необходимо установить наличие резонанса в системе. Для этого вычисляем временно́е среднее функций, представляющих собой правые части системы уравнений (6), и определяем точки разрыва вычисленных функций [8]. При вычислении временно́го среднего считается, что все переменные не зависят от времени. Функции временно́го среднего, рассматриваемые как функции $\omega = (\Omega_1, \Omega_2)$, имеют точки разрыва. Значения частот, при которых функции имеют разрыв:

$$\left.\begin{aligned} 1 - \Omega_1 &= 0; \\ 1 - \Omega_2 &= 0. \end{aligned}\right\} \qquad (7)$$

Таким образом, в рассматриваемой системе в первом приближении имеется двукратный резонанс с платформой, определяемый резонансными выражениями (7). Резонанс между двигателями не обнаружен.

Уравнения второго приближения, где переменная часть имеет порядок μ^2, позволяющие обнаружить искомый резонанс, имеют вид:

$$\left.\begin{aligned}
\dot{B} &= -\mu^2\Big(\Big(\sum_{i=1}^{2}\Omega_i^2\kappa_i\cos\alpha_i - 2dB\cos\varphi\Big)\sin\varphi M_2 - \\
&- d\cos^2\varphi M_1 + (\Omega_1^2\kappa_1\sin\alpha_1 M_5 + \Omega_2^2\kappa_2\sin\alpha_2 M_6)\cos\varphi + \\
&+ B\Big(\sum_{i=1}^{2} c_i\sin^2\alpha_i\Big)\sin\varphi\cos\varphi\Big); \\
\dot{\varphi} &= 1 + \mu^2\Big(\Big(\sum_{i=1}^{2} c_i\sin^2\alpha_i\Big)\sin^2\varphi + \frac{1}{B}(\Omega_1^2\kappa_1\sin\alpha_1 M_5 + \\
&+ \Omega_2^2\kappa_2\sin\alpha_2 M_6)\sin\varphi + \frac{1}{B^2}\Big(\sum_{i=1}^{2}\Omega_i^2\kappa_i\cos\alpha_i\Big)M_1\sin\varphi + \\
&+ \Big(-\frac{1}{B}\Big(\sum_{i=1}^{2}\Omega_i^2\kappa_i\cos\alpha_i\Big)\cos\varphi + d\cos 2\varphi\Big)M_2\Big); \\
\dot{w}_j &= \mu^2\frac{c_j}{\kappa_j a_j}\exp(a_j t)\Big((\sin\alpha_j M_1 + B\cos\alpha_j M_{5+j-1})\sin\varphi + \\
&+ \Big(B(M_2 + d)\cos\varphi - \sum_{i=1}^{2}\Omega_i^2\kappa_i\cos\alpha_i\Big)\sin\alpha_j\Big), j = 1 \text{ и } 2; \\
\dot{\alpha}_j &= \Omega_j - \mu^2\frac{c_j}{\kappa_j a_j}\Big((\sin\alpha_j M_1 + B\cos\alpha_j M_{5+j-1})\sin\varphi + \\
&+ \Big(B(M_2 + d)\cos\varphi - \sum_{i=1}^{2}\Omega_i^2\kappa_i\cos\alpha_i\Big)\sin\alpha_j\Big), j = 1 \text{ и } 2,
\end{aligned}\right\} \qquad (8)$$

где B — амплитуда колебаний основания; φ — быстрая фаза колебаний основания; w_1, w_2 — текущие угловые скорости первого и второго двигателей; α_1, α_2 — быстро вращающиеся фазы соответственно для первого и второго двигателей.

Выражения для M_i ($i = 1, \ldots, 6$) определяются как

$$M_1 = \sum_{i=1}^{2}\frac{1}{2}\left(\frac{\Omega_i^2\kappa_i\sin(-\alpha_i + \varphi)}{1 - \Omega_i} + \frac{\Omega_i^2\kappa_i\sin(\alpha_i + \varphi)}{1 + \Omega_i}\right) - \frac{1}{4}dB\sin 2\varphi - \frac{1}{2}\frac{dB\alpha_2}{\Omega_2};$$

$$M_2 = \sum_{i=1}^{2}\frac{1}{2}\left(\frac{\Omega_i^2\kappa_i\cos(-\alpha_i + \varphi)}{(1 - \Omega_i)B} + \frac{\Omega_i^2\kappa_i\cos(\alpha_i + \varphi)}{(1 + \Omega_i)B}\right) - \frac{1}{4}d\cos 2\varphi;$$

$$M_3 = \frac{1}{2}\frac{c_1 B\exp(a_1 t)}{a_1\kappa_1}\left(\frac{\sin(-\alpha_1+\varphi)}{1-\Omega_1} - \frac{\sin(\alpha_1+\varphi)}{1+\Omega_1}\right);$$

$$M_4 = \frac{1}{2}\frac{c_2 B\exp(a_2 t)}{a_2\kappa_2}\left(\frac{\sin(-\alpha_2+\varphi)}{1-\Omega_2} - \frac{\sin(\alpha_2+\varphi)}{1+\Omega_2}\right);$$

$$M_5 = \frac{1}{2}\frac{c_1 B}{a_1\kappa_1}\left(-\frac{\sin(-\alpha_1+\varphi)}{1-\Omega_1} + \frac{\sin(\alpha_1+\varphi)}{1+\Omega_1}\right);$$

$$M_6 = \frac{1}{2}\frac{c_2 B}{a_2\kappa_2}\left(-\frac{\sin(-\alpha_2+\varphi)}{1-\Omega_2} + \frac{\sin(\alpha_2+\varphi)}{1+\Omega_2}\right).$$

Система уравнений (8) второго приближения получена заменой:

$$A = B + \mu M_1(B, \varphi, w_1, w_2, \alpha_1, \alpha_2);$$
$$\varphi = \varphi + \mu M_2(B, \varphi, w_1, w_2, \alpha_1, \alpha_2);$$
$$v_1 = w_1 + \mu M_3(B, \varphi, w_1, w_2, \alpha_1, \alpha_2);$$
$$v_2 = w_2 + \mu M_4(B, \varphi, w_1, w_2, \alpha_1, \alpha_2);$$
$$\beta_1 = \alpha_1 + \mu M_5(B, \varphi, w_1, w_2, \alpha_1, \alpha_2);$$
$$\beta_2 = \alpha_2 + \mu M_6(B, \varphi, w_1, w_2, \alpha_1, \alpha_2),$$

которая исключает в уравнениях стандартной формы члены первого порядка малости.

Временно́е среднее, вычисленное для уравнений (8) второго приближения, показывает разрыв на следующих резонансных прямых: $-1 + \Omega_1 = 0$; $-1 + \Omega_2 = 0$; $1 + \Omega_1 = 0$; $1 + \Omega_2 = 0$; $-\Omega_2 + \Omega_1 = 0$; $\Omega_2 + \Omega_1 = 0$; $-\Omega_2 + \Omega_1 - 2 = 0$; $-\Omega_2 + \Omega_1 + 2 = 0$; $\Omega_2 + \Omega_1 - 2 = 0$; $\Omega_2 + \Omega_1 + 2 = 0$.

Резонансные выражения: $1 + \Omega_1 = 0$; $1 + \Omega_2 = 0$; $\Omega_2 + \Omega_1 = 0$; $\Omega_2 + \Omega_1 + 2 = 0$, — физически нереализуемы. Наиболее интересен с практической точки зрения случай, когда частоты вращения двигателей близки между собой, но далеки от частоты колебаний платформы. Резонансное условие, соответствующее этому случаю, имеет вид:

$$\Omega_1 - \Omega_2 = 0 \qquad (9)$$

и характеризует эффект синхронизации между двигателями в механической системе.

Таким образом, во втором приближении обнаружен резонанс второго порядке между двумя двигателями, определяемый резонансным выражением (9).

В соответствии с процедурой исследования резонанса [8, 9] вводим расстройку частот $\Omega_1 - \Omega_2 = \Delta \sim \mu^2$ и медленную фазу, характеризующую разницу быстровращающихся фаз:

$$\theta = \alpha_1 - \alpha_2. \qquad (10)$$

Переходя в системе уравнений (8) к новой переменной θ путем замены (10), получим уравнения, в которых рассматриваемый резонанс устранен, и к ним можно применить процедуру осреднения. В результате осреднения правых частей системы по быстрым переменным φ и α_1, получим уравнения амплитуды колебаний основания и медленной фазы (медленных переменных):

$$\dot{B} = -\frac{k\Delta\sin\theta}{B} + (n - m\theta)B;$$

$$\dot{\theta} = \Delta + q\sin\theta - pB^2,$$

где $k = \frac{1}{4}\frac{\mu^2\kappa_1\kappa_2\Omega_1^2\Omega_2^2(1+\Omega_1\Omega_2)}{(\Omega_1^2-1)(\Omega_2^2-1)}$; $m = \frac{1}{4}\frac{\mu^2 d^2}{\Omega_2}$;

$$n = \frac{1}{4}\mu^2\left(\sum_{i=1}^{2}\frac{c_i\Omega_i^2}{a_i(\Omega_i^2-1)} + \frac{\pi d^2}{\Omega_2}\right);$$

$$p = -\frac{1}{4}\mu^2\sum_{i=1}^{2}\frac{(-1)^i\Omega_i c_i^2}{\kappa_i^2 a_i^2(\Omega_i^2-1)};$$

$$q = \frac{1}{2}\mu^2\frac{c_1}{a_1\kappa_1}\frac{c_2}{a_2\kappa_2}\sum_{i=1}^{2}\frac{a_i\kappa_i^2\Omega_i^4}{c_i(\Omega_i^2-1)}.$$

Уравнения стационарных режимов колебаний ($\dot{B} = \dot{\theta} = 0$) позволяют найти зависимость между амплитудой B стационарных колебаний и расстройкой Δ частот источников колебаний:

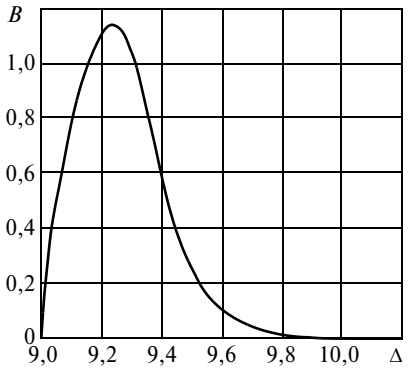
$$k\left(\frac{\Delta^2}{B} - \Delta pB\right) + qB\left(n - m\arcsin\left(\frac{pB^2-\Delta}{q}\right)\right) = 0. \qquad (11)$$

Стационарные значения фазы θ находим по формуле

$$\theta = \operatorname{arctg}\left(\frac{pB^2-\Delta}{\sqrt{q^2-(pB^2-\Delta)^2}}\right),$$

где B определяется из уравнения (11).

Используя уравнение (11), строим резонансную кривую (рисунок), анализ которой показал, что в модели присутствует нелинейность. Несмотря на то, что восстанавливающая сила и сила сопротивления представляют собой линейные характеристики, в системе наблюдается слабая нелинейность ввиду малой нелинейной вынуждающей силы, обусловленной работой пары двигателей с неуравновешенными роторами.



Амплитудно-частотная характеристика

При исследовании данной математической модели методом осреднения [10—13] были выявлены новые факты: во втором приближении метода обнаружен режим частотной синхронизации между двух двигателей, установленных на общем основании. Анализ режима синхронизации (фазочастотной характеристики) показал, что при уменьшении коэффициента демпфирования имеют место резкие скачки разности фаз, которые при увеличении демпфирования уменьшаются и в итоге не наблюдаются. Это полностью согласуется с теоретическими исследованиями и экспериментальными данными [14]. Кроме того, обнаружены дополнительные фазовые флуктуации синхронизующихся источников вибрации (асинхронных двигателей).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Блехман И. И.** Синхронизация в природе и технике. М.: Наука, 1971. 352 с.
2. **Блехман И. И.** Синхронизация динамических систем. М.: Наука, 1971. 896 с.
3. **Вибрации** в технике. Т. 2. / И. И. Блехман, Н. В. Бутенин, Р. Ф. Ганиев и др. М.: Машиностроение, 1979. 351 с.
4. **Блехман И. И.** Вибрационная механика. М.: Физматлит, 1994. 400 с.
5. **Пиковский А. С., Розенблюм М., Куртс Ю.** Синхронизация. Фундаментальное нелинейное явление. М.: Техносфера, 2003. 508 с.
6. **Применение** гидравлических виброопор в синхронизующихся механических системах / Б. А. Гордеев, А. Б. Гордеев, Д. А. Ковригин, А. В. Леонтьева // Приволжский научный журнал. 2009. № 3. С. 49—53.
7. **Причины** возникновения синхронизации в рельсовом транспорте / Б. А. Гордеев, А. Б. Гордеев, Д. А. Ковригин, А. В. Леонтьева // Приволжский научный журнал. 2009. № 4. С. 47—53.
8. **Журавлев В. Ф., Климов Д. М.** Прикладные методы в теории колебаний. М.: Наука, 1988. 328 с.
9. **Рабинович М. И., Трубецков Д. И.** Введение в теорию колебаний и волн. М.: Наука, 1984. 432 с.
10. **Хакен Г.** Синергетика: Иерархии неустойчивостей в самоорганизующихся системах и устройствах. М.: Мир, 1985. 423 с.
11. **Гордеев Б. А., Ковригин Д. А., Леонтьева А. В.** Способы гашения низкочастотных вибраций // Сб. материалов X междунар. молодежной науч.-техн. конф. "Будущее технической науки". 2011. С. 444, 445.
12. **Леонтьева А. В., Гордеев А. Б., Ковригин Д. А.** Гидроопоры в синхронизующихся механических системах // X Всероссийский съезд по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики "Актуальные проблемы механики". 2-я Всероссийская школа молодых ученых-механиков. 2011. С. 67, 68.
13. **Леонтьева А. В., Гордеев А. Б., Ковригин Д. А.** Гидроопоры в синхронизующихся механических системах // Вестник Нижегородского ун-та им. Н. И. Лобачевского. 2011. № 4(2). С. 211—213.
14. **Гордеев Б. А., Ковригин Д. А., Леонтьева А. В.** Синхронизация вращения роторов двух двигателей на упругом основании // Вестник машиностроения. 2011. № 10. С. 3—7.

УДК 621.313.292

А. В. САПСАЛЕВ, д-р техн. наук (Новосибирский ГТУ), e-mail: Sa@koe.ref.nstu.ru

Оптимизация параметров безредукторных электроприводов циклического действия с участком пониженной скорости

Представлен расчет оптимальных номинальных моментов безредукторных электроприводов циклического действия, работающих по линейной тахограмме с участком пониженной скорости при постоянном моменте на режимах разгона и торможения. Функция цели формируется в относительных единицах на основе обобщенного уравнения движения электропривода. Учет ограничений на потери в исполнительном двигателе осуществляется методом эквивалентного момента.

Ключевые слова: безредукторный электропривод, разгон, торможение, оптимизация, функция цели, обобщенное уравнение движения.

The paper presents calculation of optimal nominal moments of the gearless electric drives of cyclic action, working on a linear tachogram with underspeed region at constant moment in the acceleration and braking conditions. The objective function is formed in the relative units on the basis of generalized equation of the electric drive motion. The accounting of limitations on the loss in the executive motor is realized by the equivalent moment method.

Keywords: gearless electric drive, acceleration, braking, optimization, objective function, generalized equation of motion.

Электропривод, как правило, — основной потребитель электроэнергии. Примерно 60 % вырабатываемой электроэнергии затрачивается на их работу, поэтому задачи оптимизации работы электроприводов весьма актуальны. В приводах циклического действия от выбора тока и скорости зависят расчетные моменты воспроизводимого (заданного) движения. Значения этих параметров при произвольном времени движения с установившейся скоростью и постоянным максимальным током на участках разгона и торможения можно определить на основе обобщенного уравнения движения позиционного электропривода [1—3].

Для надежной и безопасной работы таких электроприводов необходимо обеспечение быстрой остановки и фиксирования исполнительных механизмов как в рабочем режиме, так и в аварийных ситуациях, которые могут возникать при внезапном отключении питающего напряжения, срабатывании защитных отключающих устройств, возникновении неисправности в системе управления. Особенно важна возможность аварийного останова

для приводов механизмов с ограниченным ходом с малой силой трения и инерционной нагрузкой, что характерно для электротранспорта и других подобных устройств.

Недостатки электропривода (ЭП), связанные с механическими преобразователями скорости (редукторами), известны. С одной стороны, разработки отечественных конструкторов в области создания надежных и компактных редукторов из композиционных материалов далеки от совершенства, с другой — имеются моментные электродвигатели, которые не уступают зарубежным аналогам [4]. Поэтому вопросы создания и внедрения безредукторных электроприводов не теряют своей актуальности. Подвижные массы безредукторных электроприводов при инерционной нагрузке могут обладать значительной кинетической энергией, которая при столкновении с упором полностью переходит в энергию удара, что обусловливает ограничение скорости движения в конце перемещения. В некоторых случаях в технологических системах удар совершенно недопустим.

Решить эту задачу можно, используя специальные тормозные устройства, которые, в свою очередь, увеличивают эксплуатационные расходы, стоимость привода, массогабаритные параметры устройства и уменьшают его КПД. Кроме того, в безаварийных режимах работы их использование не всегда оправдано из-за сложности управления и увеличения потерь. Поэтому в рабочих режимах рационально осуществлять переход на пониженную скорость в конце перемещений для безударной фиксации в точках позиционирования электрическим путем, применяя соответствующие законы управления и (или) специальные схемные решения. В безредукторных электроприводах не нужен участок пониженной скорости в начале перемещения для выборки зазоров в механических передачах, что характерно для редукторных приводов.

Участок пониженной скорости в конце рабочих перемещений влияет на производительность установки и габаритные размеры приводного двигателя [3, 5], поэтому предлагается рассмотреть алгоритм рационального выбора двигателей для ЭП, имеющего участок пониженной скорости $\omega_у$ при наличии участка пониженной скорости $\omega_{у.п}$ в зоне позиционирования. В основу оптимизации положена линейная тахограмма скорости с постоянным максимумом тока на участках разгона и торможения (рис. 1). Анализ проводится на основе обобщенного уравнения движения электропривода [3, 5].

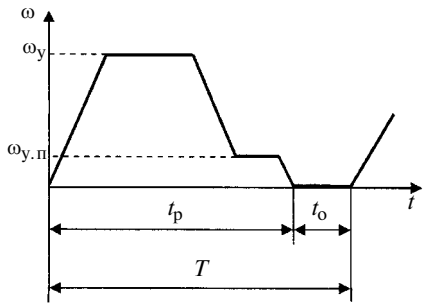


Рис. 1.Тахограмма ЭП с участком пониженной скорости

Обобщенное уравнение движения электропривода

Все основные параметры системы оптимизируются на основе обобщенного уравнения движения. В общем случае рабочий цикл (см. рис. 1) состоит из времени $t_р$ работы и времени $t_о$ паузы в точках позиционирования. Задача электропривода — перемещение исполнительного механизма на требуемую величину с заданным быстродействием.

Время $t_р$ работы ЭП состоит из времени $t_п$ пуска, за которое двигатель разгоняется до установившейся скорости $\omega_у$, времени $t_у$ движения с установившейся скоростью, времени $t_{т1}$ торможения до установившейся пониженной скорости $\omega_{у.п}$, времени $t_{у.п}$ движения на этой скорости и времени $t_{т2}$ торможения:

$$t_р = t_п + t_у + t_{т1} + t_{у.п} + t_{т2}. \qquad (1)$$

Угловые перемещения на участке пуска ($\varphi_п$) и участках торможения ($\varphi_{т1}$ и $\varphi_{т2}$) определяются выражениями:

$$\varphi_п = \int_0^{t_п} \omega(t)\mathrm{d}t;$$

$$\varphi_{т1} = \int_{t_п + t_у}^{t_п + t_у + t_{т1}} \omega(t)\mathrm{d}t;$$

$$\varphi_{т2} = \int_{t_п + t_у + t_{т1} + t_{у.п}}^{t_р} \omega(t)\mathrm{d}t.$$

При движении на участках пуска и торможения с постоянным ускорением, что соответствует трапецеидальной тахограмме скорости, перемещения имеют вид:

$$\varphi_п = \omega_у t_п/2;$$

$$\varphi_{т1} = (\omega_у + \omega_{у.п})t_{т1}/2;$$

$$\varphi_{т2} = \omega_{у.п} t_{т2}/2.$$

Легко находятся и соответствующие этим перемещениям интервалы времени:

$$\left.\begin{aligned} t_п &= 2\varphi_п/\omega_у; \\ t_{т1} &= 2\varphi_{т1}/\omega_у(1+\gamma); \\ t_{т2} &= 2\varphi_{т2}/\gamma\omega_у, \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

где $\gamma = \omega_{у.п}/\omega_у$ — относительная пониженная скорость.

На основании общего уравнения движения ЭП: $M \pm M_с = J d\omega/dt$, и уравнений (1), (2) получим обобщенное уравнение движения электропривода в абсолютных единицах:

$$t_р(1 - a + a\gamma) = \\ = \frac{\varphi}{\omega_у} + \frac{J\omega_у}{2(M - M_с)} + \frac{J\omega_у(1-\gamma)^2}{2(M + M_с)} + \frac{J\omega_у\gamma(2-\gamma)}{2(M + M_с)}, \quad (3)$$

где M — электромагнитный момент двигателя; $M_с$ — момент статического сопротивления движению; J — момент инерции подвижных масс привода; $a = t_{у.п}/t_р = t_{у.п}/t_б$ — относительное время работы на участке установившейся пониженной скорости.

Для получения более общих результатов целесообразно представить уравнение в относительных единицах. Для этого примем следующие базовые показатели:

базовое время $t_б = t_р$ (равно времени работы электродвигателя в общем времени T цикла работы привода);

базовая скорость $\omega_б = 2\varphi/t_р$ (численно равна скорости в конце разгона при преодолении заданного угла φ поворота по треугольной тахограмме);

базовый момент $M_б = \dfrac{2J_н\omega_б}{t_р} = \dfrac{4J_н\varphi}{t_р^2}$ (численно равен динамическому моменту, необходимому для разгона масс нагрузки с моментом инерции $J_н$ при $M_с = 0$ за время $t_р/2$).

Выбор базового момента основывается на инерционной массе нагрузки, т. е. массе всех подвижных частей исполнительного механизма. Это обусловлено тем, что ее величина, как правило, задается при проектировании электропривода для конкретного механизма, а масса подвижного элемента электродвигателя определяется впоследствии.

С учетом базовых величин введем относительные параметры:

1) относительная скорость в конце времени разгона: $\upsilon = \dfrac{\omega_у}{\omega_б} = \dfrac{\omega_у t_р}{2\varphi}$ — значимый показатель, представляющий собой одну из координат искомой функции цели;

2) относительный статический момент сопротивления движению: $\mu_с = \dfrac{M_с}{M_б} = \dfrac{M_с t_р^2}{4J_н\varphi}$;

3) относительный момент двигателя: $\mu = \dfrac{M}{M_б} = \dfrac{M t_р^2}{4J_н\varphi}$;

4) инерционный параметр — отношение суммарного момента инерции привода к моменту инерции масс нагрузки: $j = J/J_н$, т. е. относительный динамический момент инерции привода;

5) относительная скорость установившегося движения на данном участке пониженной скорости: $\gamma = \omega_{у.п}/\omega_у = \omega_{у.п}/\omega_б$;

6) относительное время работы на участке установившейся пониженной скорости: $a = t_{у.п}/t_р = t_{у.п}/t_б$.

С учетом базовых величин и относительных параметров уравнение (3) движения ЭП имеет вид:

$$1 - a + a\gamma = \frac{1}{2\upsilon} + \frac{j\upsilon\mu}{2(\mu^2 - \mu_с^2)}. \quad (4)$$

При пуске и торможении с постоянным максимумом тока имеем:

$$\mu = K\frac{M_н}{M_б} = K\mu_н,$$

где K — кратность пускового момента.

Тогда обобщенное уравнение движения в относительных координатах примет вид:

$$[2\upsilon(1 - a - a\gamma) - 1](K^2\mu_н^2 - \mu_с^2) = \upsilon^2 K\mu_н j. \quad (5)$$

Уравнение движения с учетом ограничения потерь в двигателе. Функция цели

При условии независимости теплоотдачи от скорости и без учета механических потерь на основании метода эквивалентного момента можно записать:

$$\mu_э^2 T = K^2\mu_н^2(t_п + t_{т1} + t_{т2}) + \mu_с^2(t_у + t_{у.п}), \quad (6)$$

где $\mu_э = M_э/M_б$ — эквивалентный момент в относительных единицах; $T = t_р + t_о$ — время цикла отработки угловых перемещений.

Определим суммарное время на участках пуска и торможения:

$$t_{т1} + t_{т2} + t_п = 2(\varphi_{т1} + \varphi_{т2} + \varphi_п)/\omega_у = \\ = 2(\varphi - \varphi_у - \varphi_{у.п})/\omega_у.$$

С учетом базовых и относительных величин получим:

$$t_{т1} + t_{т2} + t_п = t_р[2\upsilon(1 - a + a\gamma) - 1]/\upsilon. \quad (7)$$

Суммарное время на участках установившегося движения определим из совместного решения уравнений (1) и (7):

$$t_у + t_{у.п} = t_р[1 - \upsilon + 2a\upsilon(1 - \gamma) - 1]/\upsilon. \quad (8)$$

Подставив выражения (7) и (8) в уравнение (6), получим:

$$\mu_э^2 T = \frac{t_р}{v}\{\mu_с^2[1 - v + 2av(1 - \gamma)] + $$
$$+ \mu^2[2v(1 + a\gamma - a) - 1]\}.$$

С учетом $\mu = K\mu_н$ и ограничения по нагреванию двигателя, соответствующему номинальному режиму работы, при котором должно выполняться условие $\mu_э \leqslant \mu_н$, при $\mu_э = \mu_н$ получим:

$$\mu_н^2 = \frac{K_{п.в}}{v}\{\mu_с^2[1 - v + 2av(1 - \gamma)] + $$
$$+ K^2\mu_н^2[2v(1 + a\gamma - a) - 1]\}, \qquad (9)$$

где $K_{п.в} = t_р/T$ — коэффициент продолжительности включения.

Кратность пускового момента определяется из выражения (5):

$$K = \mu_н^{-1}\left(\beta + \sqrt{\beta^2 + \mu_с^2}\right),$$

где $\beta = 0{,}5v^2j/[(2v(1 - a + a\gamma) - 1]$.

С учетом данного выражения на основании уравнения (9) получим выражение номинального момента в относительных единицах:

$$\mu_н^2 = \frac{K_{п.в}}{v}\{\mu_с^2[1 - v + 2av(1 - \gamma)] + $$
$$+ \left(\beta + \sqrt{\beta^2 + \mu_с^2}\right)^2[2v(1 + a\gamma - a) - 1]\},$$

которое приведем к виду

$$\mu_н^2 = K_{п.в}\left[\mu_с^2 + vj\left(\beta + \sqrt{\beta^2 + \mu_с^2}\right)\right]. \qquad (10)$$

Уравнение (10) связывает в неявном виде через обобщенные координаты основные параметры двигателя, нагрузки, диаграммы движения электропривода и представляет собой функцию цели, минимальное значение которой обеспечивает оптимальное использование двигателя при заданном быстродействии позиционного ЭП. Параметры системы, удовлетворяющие точкам множества решения уравнения (10), удовлетворяют и требованиям по заданным перемещениям, времени их отработки, температуре электродвигателя.

Варьируемые переменные функции цели

К варьируемым переменным функциям цели кроме относительной скорости v, инерционного параметра j и относительного момента $\mu_с$ статического сопротивления движению относятся также относительная пониженная скорость γ на участке установившегося движения и относительное время a работы на участке установившейся пониженной скорости.

Для ограничения числа варьируемых переменных введем новую обобщенную координату, связывающую параметры a и γ: $d = 1 - a + a\gamma$, которая однозначно входит в коэффициент β функции цели, что не только упрощает выражение, но и сокращает число независимых варьируемых переменных. Кроме того, несколько упрощаются последующие математические операции, связанные с определением экстремума функции цели.

Области определения варьируемых параметров

Инерционный параметр является связующим между основными механическими системами электропривода — двигателем и рабочим механизмом. Его величина изменяется от 1 (момент инерции исполнительного устройства рабочего механизма существенно выше момента инерции двигателя) до бесконечности (при обратном отношении). Таким образом, значения данной координаты функции цели находятся в интервале $\infty > j \geqslant 1$.

Относительный момент статического сопротивления движению в идеальном случае, когда нагрузка носит чисто инерционный характер, а сопротивление в узлах трения двигателя и сочленениях с нагрузкой пренебрежимо мало, может равняться нулю: $\mu_с \geqslant 0$.

Относительный параметр d связи времени и скорости на участке позиционирования находится в интервале $0 < d < 1$.

Относительная скорость — наиболее значимая координата функции цели, граничные значения которой определяются двумя предельными трапецеидальными тахограммами скорости: 1) треугольной (конечное значение скорости равно ее базовому значению): $\omega_у = \omega_б$, $v = 1$; 2) прямоугольной: $\omega_у = \varphi/t_р = 0{,}5\omega_б$, $v = 0{,}5$. Таким образом, величина v изменяется от 0,5 до 1 и, следовательно, характеризует не только скорость в конце разгона, но и вид тахограммы электропривода [1—3]. Уточнить область оптимальной относительной скорости можно из условия экстремума функции:

$$\partial\mu_н^2/\partial v = 0. \qquad (10)$$

Взяв производную, находим уравнение связи варьируемых переменных, из которого определим оптимальную относительную скорость $v_{оп}$ при фиксированных $\mu_с$, j и d:

$$v^4j^2(4vd - 3) + 4\mu_с^2(2vd - 1)^4 = 0. \qquad (11)$$

Анализ уравнения (11) показал: 1) при $\mu_с = 0$, т. е. когда нагрузка носит преобладающий инерционный характер, $v_{оп} = 0{,}75/d$; 2) при конечной величине $\mu_с$ равенство (11) будет выполняться, если $v^4j^2(4vd - 3) < 0$, т. е. $v_{оп} < 0{,}75/d$; 3) анализ полученных ранее соотношений (9) и (10) показал,

что должно выполняться условие $2vd - 1 > 0$, т. е. $v_{оп} > 0{,}5/d$.

Таким образом, оптимальные значения относительной скорости лежат в интервале $0{,}75/d \geqslant v_{оп} > 0{,}5/d$.

Взаимосвязи параметров ЭП циклического действия с участком пониженной скорости

При сочетании обобщенных координат системы, обеспечивающих оптимальную скорость, выражение (10) относительного момента двигателя имеет вид:

$$\mu_н = \sqrt{K_{п.в}}\,\frac{jv^2}{2(2vd-1)^2} \times$$
$$\times \sqrt{\frac{4vd(2vd-v-2)+3v+2}{v}}. \qquad (12)$$

Тогда выражение для определения кратности пусковых моментов

$$K = \frac{1}{\sqrt{K_{п.в}}}\sqrt{\frac{v}{4vd(2vd-v-2)+3v+2}}. \qquad (13)$$

Видно, что при оптимальном соотношении обобщенных координат относительная скорость совместно с относительной характеристикой участка пониженной скорости определяют не только вид тахограммы движения электропривода, но и кратность требуемых пусковых моментов исполнительных электродвигателей.

Уравнение (12) связывает номинальный момент с инерционным параметром и относительной характеристикой участка пониженной скорости. Номинальный момент можно также связать с относительным моментом статического сопротивления движению:

$$\mu_н = \sqrt{K_{п.в}}\sqrt{\mu_с^2 + \frac{jv\mu_с}{\sqrt{3-4vd}}}. \qquad (14)$$

Из уравнения (11) можно определить инерционный параметр: $j = \dfrac{2\mu_с(2vd-1)^2}{v^2\sqrt{3-4vd}}$, подстановка которого в уравнение (14) устанавливает связь относительного номинального момента с $\mu_с$:

$$\mu_н = \sqrt{K_{п.в}}\,\mu_с\sqrt{1 + \frac{2(2vd-1)^2}{v(3-4vd)}}. \qquad (15)$$

Таким образом, базовые величины и относительные единицы позволяют путем представления переменных системы в виде четырех обобщенных координат охарактеризовать всю совокупность параметров привода с участком пониженной скорости в зоне позиционирования.

Управляемыми переменными целевой функции, которые могут задаваться при анализе и проектировании, являются обобщенные координаты: относительная скорость v, инерционный параметр j и относительный параметр d связи. Неуправляемым параметром является момент $\mu_с$ статического сопротивления движению, значение которого определяется заданными параметрами исполнительного механизма рабочей машины. Если дополнительные ограничения, кроме определяющих границы существования обобщенных координат, отсутствуют, функция цели позволяет найти безусловный экстремум. С целью получения более общей картины исследования функции цели проведены для различных значений относительного момента сопротивления движению, что облегчает проектирование конкретных электроприводов и делает более обоснованными выводы в области существования допустимых значений управляемых параметров системы.

Для частного, но важного случая, когда нагрузка носит преобладающий инерционный характер ($\mu_с = 0$), $v_{оп} = 0{,}75/d$; выражения для функции цели и кратности пусковых сил существенно упрощаются:

$$\mu_н = 0{,}75j\sqrt{1{,}5K_{п.в}/d^3};$$

$$K = \sqrt{1{,}5/(dK_{п.в})}.$$

С учетом того, что при $d = 1$ данные формулы соответствуют циклическому приводу без участка пониженной скорости, то по выражениям $\mu^* = \mu_н/\mu_{н1} = 1/\sqrt{d^3}$ и $K^* = K/K_1 = \sqrt{1/d}$ можно оценить влияние параметра d (рис. 2) на основные показатели приводного двигателя. Параметры участка пониженной скорости оказывают существенное влияние на номинальные моменты исполнительных двигателей привода и в меньшей степени на их кратность в пусковых режимах. При $d = 0{,}9$, т. е. время работы на участке установившейся пониженной скорости составляет не менее 9 % от времени цикла, номинальные параметры увеличиваются более чем на 17 %, а кратность пусковых моментов на 5,4 %. Следует отметить, что большее

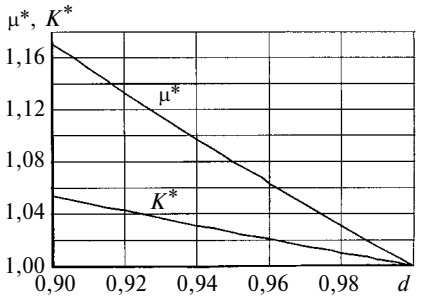


Рис. 2. Зависимости изменения показателя μ^* превышения номинальных моментов и кратности K^* от относительного показателя d связи при $\mu_с = 0$

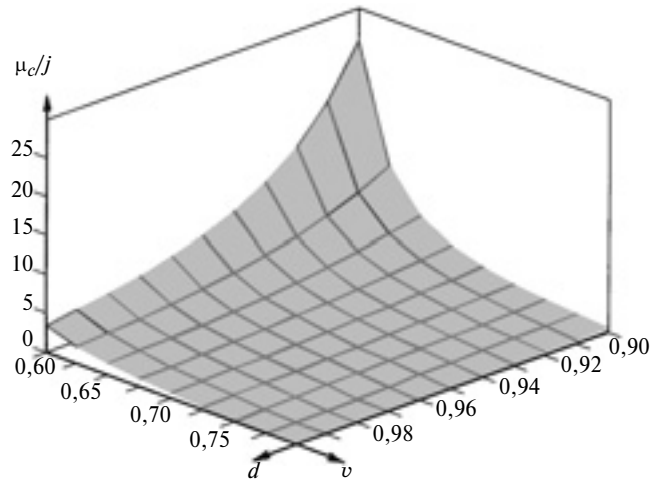


Рис. 3. Поле отклика обобщенных координат — оптимальные значения целевой функции

влияние на показатели двигателя оказывает время работы привода на участке пониженной скорости.

В общем случае ($\mu_c \neq 0$) связь между обобщенными координатами в экстремальных точках целевой функции можно найти, преобразовав выражение (11):

$$\frac{\mu_c}{j} = \frac{v^2\sqrt{3-4vd}}{2(2vd-1)^2}. \qquad (16)$$

Уравнение (16) связывает обобщенные координаты в оптимальных точках целевой функции (рис. 3), использование которой позволяет на этапе проектирования выбрать оптимальные основные параметры привода.

Для оценки влияния обобщенной характеристики участка пониженной скорости при $\mu_c \neq 0$ и оптимальных обобщенных координатах скорости рассчитаны относительные номинальные моменты и их кратности в режимах пуска и торможения. Установлено, что при разных параметрах участка пониженной скорости соответствия между оптимальными значениями относительной скорости при фиксированных μ_c и j нет, т. е. параметр v зависит от d. На основании данных расчетов построены зависимости превышения номинальных моментов μ^* и их кратностей K^* от момента μ_c статического сопротивления движению (рис. 4).

Анализ зависимостей, представленных на рис. 4, показал, что параметры участка пониженной скорости оказывают значительное влияние на относительный номинальный момент двигателя. Влияние обобщенного показателя d на кратность пусковых моментов незначительно. При самых неблагоприятных значениях обобщенных координат электромеханической системы ($\mu_c = 0$, $d = 0{,}9$) кратность пусковых моментов увеличивается на 5,4 %, а ее абсолютное значение не выходит за пределы допустимых значений практически для всех выпускаемых двигателей.

Наибольшее влияние обобщенный показатель оказывает на параметры двигателя при преобладающей инерционной нагрузке привода. С увеличением момента статического сопротивления движению и уменьшением инерционного параметра увеличение номинальных параметров при переходе на тахограмму с участком пониженной скорости незначительно. Так, при $j = 1$ и $\mu_c > 2$ увеличение номинального момента и его кратности не превышает 3 %.

Зависимости изменения показателя μ^* превышения номинальных моментов и кратности K^* от показателя j инерционного параметра при фиксированных значениях относительного статического момента сопротивления движению представлены на рис. 5. При $j > 7$ влияние этого показателя существенно ослабевает и значения параметров практически достигают максимумов, что соответствует $\mu_c = 0$ при $d = 0{,}9$. При $d > 0{,}94$ превышение номинальных значений составляет менее 10 %, а при $d > 0{,}97$ — менее 4,5 %.

Таким образом, для электромеханических систем рекомендуемое значение обобщенной характеристики участка пониженной скорости $d > 0{,}96$. При этом значения номинальных показателей электродвигателя не будут больше, чем на 6,5 % превышать показатели привода без участка пониженной скорости.

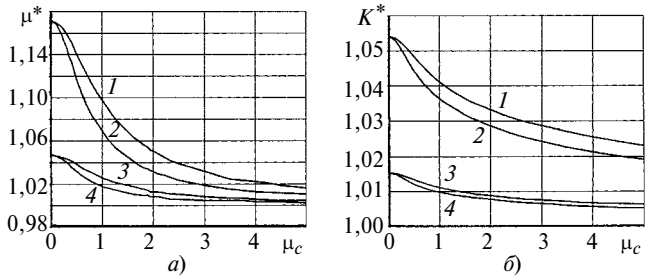


Рис. 4. Зависимости изменения показателей μ^* и K^* от μ_c:
1 — $d = 0{,}09$; $j = 1{,}5$; *2* — $d = 0{,}9$; $j = 1$; *3* — $d = 0{,}97$; $j = 1{,}5$; *4* — $d = 0{,}97$; $j = 1$

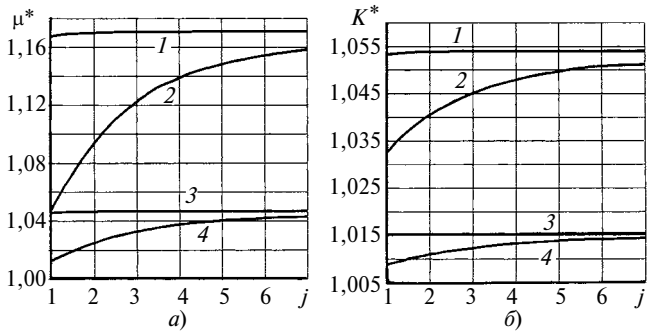


Рис. 5. Зависимости изменения показателей μ^* и K^* от j:
1 — $d = 0{,}09$; $\mu_c = 0{,}1$; *2* — $d = 0{,}9$; $\mu_c = 1{,}4$; *3* — $d = 0{,}97$; $\mu_c = 0{,}1$; *4* — $d = 0{,}97$; $\mu_c = 1{,}4$

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

УДК 678.067:539.538:621.822

А. С. ОРЫЩЕНКО, В. Е. БАХАРЕВА, доктора технических наук, А. В. АНИСИМОВ, канд. техн. наук, И. В. ЛИШЕВИЧ (ЦНИИ КМ "Прометей", г. Санкт-Петербург), e-mail: prometey-km@yandex.ru

Подшипники скольжения из высокопрочных антифрикционных углепластиков для судостроения и энергомашиностроения

Рассмотрено применение антифрикционных углепластиков УГЭТ, ФУТ и УПФС и их модификаций в судостроении, энергетическом и тяжелом машиностроении.
Ключевые слова: углепластик, узел трения, судостроение, гидротурбиностроение, насосостроение.

The application of antifriction coal-plastics of UGET, FUT, and UPES types and their modifications in the shipbuilding, energy, and heavy engineering is considered.
Keywords: coal-plastic, friction unit, shipbuilding, hydro-turbine building, pump engineering.

Фрикционное материаловедение — быстро развивающаяся область науки о трении, смазывании и изнашивании изделий, направленная на создание новых антифрикционных материалов, разработку методов исследования их триботехнических характеристик, анализов структурных превращений, связанных с физико-химическими процессами, протекающими в зоне контакта [1÷6].

В последние годы повысились требования к экологической безопасности узлов трения судов, гидротурбин, насосов, нефтедобывающего и нефтеперерабатывающего оборудования, арматуры трубопроводов, эксплуатирующихся в воде. Поэтому рассматривается возможность использования для узлов трения вместо масляных смазочных материалов естественного водного смазывания.

Традиционные металлические антифрикционные материалы — баббиты, бронзы, алюминиевые сплавы и др., работоспособны только при масляном смазывании. При водном смазывании триботехнические характеристики пары трения "металл—металл" недопустимо ухудшаются [1, 2, 7]. В этом случае хорошо работают подшипники скольжения, изготовленные из древесины, резин, углеродных и полимерных материалов. Сравнительные характеристики антифрикционных материалов приведены в таблице. Традиционно используемые для подшипников антифрикционные термопласты существенно уступают по прочностным и упругим характеристикам, а также по размерной стабильности металлическим антифрикционным сплавам. Поэтому машиностроители долгое время считали невозможным применение антифрикционных поли-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 23)

Выводы

1. Параметры участка пониженной скорости можно охарактеризовать посредством обобщенной характеристики d, включающей в себя время работы и скорость установившегося движения на этом участке.

2. Относительная скорость определяет вид тахограммы движений электропривода и кратность пусковых моментов исполнительных электродвигателей. Оптимальные значения этого параметра находятся в интервале $0{,}75/d \geqslant v_{\text{оп}} > 0{,}5/d$.

3. При рациональном выборе показателей участка пониженной скорости превышение номинальных показателей можно снизить до 5 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сапсалев А. В.** Сравнительный анализ линейных тахограмм движения циклических безредукторных электроприводов // Вестник машиностроения. 2004. № 3. С. 12—15.

2. **Сапсалев А. В., Савин Н. П.** Расчет номинальной силы линейного двигателя постоянного тока по параметрам воспроизводимого движения // Электромеханика. 1989. № 2. С. 87—93.

3. **Сапсалев А. В.** Циклический безредукторный электропривод // Электротехника. 2000. № 1. С. 29—34.

4. **Калужский Д. Л.** Электрические машины с дискретно-распределенными обмотками // Электротехника. 1997. № 9. С. 87—93.

5. **Созонов В. Т., Метельков В. П.** Оптимизация параметров электроприводов, работающих по тахограмме с участком пониженной скорости // Электромеханика. 1984. № 8. С. 109—113.

Характеристики антифрикционных материалов

Свойство	Металлические сплавы		Древесный материал	Неорганический материал	Полимерные композиционные материалы							Резины	
	Баббит Б88	Бронза Бр.010Ф1	Бакаут	Силицированный графит СГ-Т	Термопласты			Термореактопласты				УПФС	Резина 8075
					Ф4К20	Капролон Б	Тордон XL	Текстолит	Оркот	УГЭТ	ФУТ		
Плотность, кг/м^2	7350	8760	1200	2500	2110	1150	1200	1300	1300	1450	1450	1400	1300
Прочность при растяжении, МПа	80	250	70*	300*	12,5	65	35	90	55	200	150	300*	9
Модуль нормальной упругости, ГПа	—	87	—	95	0,85	2	0,5	5	7	15	15	10	0,006
Температурный коэффициент линейного расширения, 1/°С · 10^6	22	18	—	4,6	50	98	100	30	6	16	16	—	70
Объемное изменение размеров при работе в воде, %	0	0	4	0	0	5	1,3	10	5,4	0	0	0	2,0
Диапазон рабочих температур, °С	−60÷+75	−60÷+150	0÷+120	−60÷+1600	−60÷+250	0÷+45	−60÷+107	−30÷+110	−30÷+120	−60÷+120	−60÷+140	−80÷+200	−10÷+45
Допустимая скорость скольжения, м/с	100	30	15	50	15	15	15	7	15	0,5	40	40	15
Допустимое контактное давление, МПа	10	60	1,5	60	2	5	7,5	5	7	60	5	7	0,3
Коэффициент трения:													
трение в воде по стали	Не работает	Не работает	0,05	0,05÷0,10	0,005÷0,10	0,03÷0,10	0,03÷0,10	0,03÷0,10	0,03÷0,10	0,10	0,03	0,001	0,03
трение в масле по стали	0,005	0,03÷0,14	0,05	0,05÷0,10	0,005÷0,10	0,03÷0,10	0,03÷0,10	0,03÷0,10	0,03÷0,10	0,10	0,03	—	Не работает
Интенсивность изнашивания, мм/1000 ч:													
трение в воде по стали	Не работает	Не работает	$5 \cdot 10^{-5}$	$5 \cdot 10^{-5}$	$3 \cdot 10^{-3}$	10^{-4}	$5(10^{-3} \div 10^{-5})$	$3 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-5}$	$5 \cdot 10^{-6}$	$5 \cdot 10^{-5}$
трение в масле по стали	$5 \cdot 10^{-6}$	$3(10^{-3} \div 10^{-5})$	$3 \cdot 10^{-5}$	$5 \cdot 10^{-5}$	$3 \cdot 10^{-3}$	10^{-4}	$3(10^{-3} \div 10^{-5})$	$3 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-5}$	—	Не работает

* Прочность при изгибе

мерных материалов в крупногабаритных тяжелонагруженных точных подшипниках скольжения. Антифрикционные полимеры рассматривали только как специфические "твердые смазки" [1—3].

Прочность и жесткость антифрикционных полимерных материалов в несколько раз повышаются при использовании текстолитов — термореактивных композитов, армированных тканями [3]. В качестве матрицы применяют феноло-формальдегидные полимеры, а в качестве армирующего материала — хлопчатобумажные ткани, например текстолит ПТК-С (Россия), туфнол (Великобритания), или синтетические ткани, например Оркот (Нидерланды). Текстолиты применяют при изготовлении подшипников скольжения различных механизмов, например подшипников прокатных станов. Однако хлопчатобумажные и синтетические волокна в воде набухают. Поэтому подшипники скольжения из текстолитов из-за нестабильности размеров для эксплуатации в воде непригодны.

Поставлена задача исключить использование масляных смазочных материалов в крупногабаритных подшипниках скольжения гребных валов и *рулевых устройств* судов различного назначения, плавучих кранов, буровых установок, валов и направляющих аппаратов гидротурбин, насосных агрегатов, в том числе насосов энергетических установок, работающих в перегретой воде (температура до 200 °С).

Для изготовления таких подшипников были разработаны углепластики УГЭТ и ФУТ на основе эпоксидных и фенольных термореактивных полимерных матриц и углеродных тканей. Для работы в перегретой воде был разработан новый антифрикционный углепластик УПФС на основе термопластичной матрицы — полифениленсульфида (ПФС).

Углеродные ткани в отличие от наполнителей антифрикционных полимерных материалов имеют высокие показатели прочности, упругости, теплопроводности, не изменяют свои размеры в воде (не набухают). Образующиеся при трении продукты диспергирования углеродных тканей обладают свойствами твердой смазки (графита) [3, 7÷9].

В зависимости от условий эксплуатации подшипники скольжения из углепластиков делятся на три группы:

тяжелонагруженные тихоходные — из базового эпоксидного углепластика УГЭТ и его модификаций, работают при контактных давлениях $p \leqslant 60$ МПа и скоростях скольжения $v \leqslant 0{,}004 \div 1$ м/с;

высокоскоростные — из базового фенольного углепластика ФУТ и его модификаций, работают при $p \leqslant 5$ МПа, $v \leqslant 40$ м/с, температура жидкости — до 125 °С;

высокоскоростные теплостойкие — из углепластика УПФС, работают при $p \leqslant 5$ МПа, $v \leqslant 40$ м/с, $pv = 16$ МПа · м/с; температура жидкости — до 200 °С [10].

Углепластики УГЭТ и ФУТ — высокопрочные износостойкие материалы, не изменяющие свои размеры и свойства при длительной эксплуатации в воде. На материалы УГЭТ и ФУТ получены сертификаты Российского морского регистра судоходства.

Применение эпоксидного углепластика УГЭТ

Наибольшее применение подшипники скольжения из углепластика УГЭТ получили в судо- и гидротурбиностроении, тяжелом машиностроении и арматуростроении.

Узлы трения судовых механизмов и систем. К ним относятся узлы трения:

движительно-рулевого комплекса судов различных классов и назначений (опоры рулевых устройств и рулевых машин);

успокоителей качки, интерцепторов, приводных устройств к исполнительным механизмам типа кингстонов, шпигатных щитов;

подъемно-мачтовых выдвижных устройств и механизмов;

якорных и швартовных механизмов, буксирных лебедок, грузовых кранов, механизмов закрытия люков грузовых трюмов, грузовых аппарелей.

Узлы трения гидротурбин. В гидротурбинах есть ряд крупногабаритных подшипников скольжения и уплотнений. Из углепластика УГЭТ изготовляют:

тихоходные тяжелонагруженные подшипники скольжения цапф лопаток направляющего аппарата гидротурбины;

тихоходные тяжелонагруженные подшипники скольжения механизма поворота лопаток направляющего аппарата гидротурбины (втулки сервомоторов, рычагов, планки регулирующего кольца и др.).

Подшипники скольжения из УГЭТ направляющих аппаратов гидротурбин успешно эксплуатируются на Братской, Усть-Илимской, Колымской, Иркутской, Курейской, Усть-Среднеканнской, Новосибирской, Белореченской, Воткинской, Волховской ГЭС, а также в Таджикистане, Узбекистане, Латвии, Казахстане, Армении, Украине, Колумбии, Вьетнаме, Ираке. В настоящее время подшипниками скольжения из УГЭТ-НА оснащаются 10 новых гидротурбин Саяно-Шушенской ГЭС.

Узлы трения в тяжелом машиностроении. Из углепластика УГЭТ изготовляют узлы трения конусно-инерционных дробилок, дорожно-строительной техники (экскаваторы), горно-добывающей техники (драги).

Узлы трения арматуры трубопроводов. Первый положительный опыт использования углепластика УГЭТ был в дисковых затворах трубопроводов диаметром от 100 до 1000 мм на водоканале Санкт-Петербурга. В настоящее время изготовлена партия

подшипников скольжения из УГЭТ-ТН для дисковых затворов трубопроводов диаметром от 100 до 1200 мм для АЭС "Кудан-Кулам" (Индия), Тяньваньской АЭС (КНР), АЭС в Бушере (Иран).

Благодаря высокой химической стойкости углепластика к агрессивным средам, в том числе нефти и нефтепродуктам, подшипники из углепластиков применяют в арматуре нефтегазопроводов, нефтеперерабатывающих заводов и химических производств.

Узлы трения контактных электрических сетей железных дорог. В узлах трения блочно-полиспастных компенсаторов контактных электрических сетей железных дорог традиционно применяли металлические подшипники, которые корродировали в атмосферных условиях и имели значительно меньший срок службы, чем требуется (50 лет). Условия их эксплуатации: контактное давление до 50 МПа; скорость скольжения 0,005 м/с; без смазывания; режим работы — кратковременный, периодический; коэффициент трения не должен превышать 0,15; износ — не более 0,15 мм за 50 лет (диаметр 35,7 мм). В настоящее время металлические подшипники заменяют подшипниками из УГЭТ (в эксплуатации уже более 6 000 подшипников).

Применение фенольного углепластика ФУТ

Наибольший опыт применения подшипников скольжения из ФУТ накоплен в судо-, гидротурбино- и насосостроении.

Опорные подшипники и торцевые уплотнения судовых гребных валов. Углепластик ФУТ, макромодифицированный фторопластом, успешно эксплуатируется более 20 лет на 30 судах большого водоизмещения и быстроходных катерах. Для судов большого водоизмещения используют наборные конструкции, а для подшипников валов быстроходных катеров диаметром менее 200 мм применяется конструкция на основе цельной втулки с вставками из фторопласта, размещенными в пазах (рис. 1).

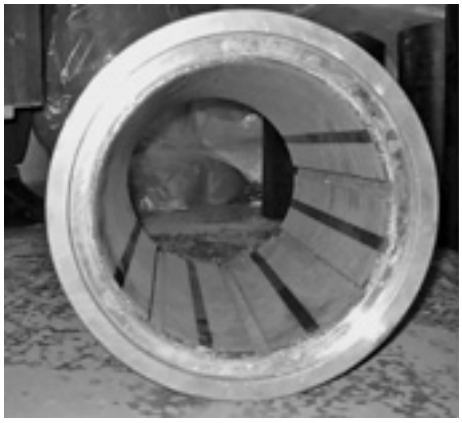


Рис. 1. Дейдвудные подшипники пограничного катера ТК-400 из макромодифицированного углепластика ФУТ

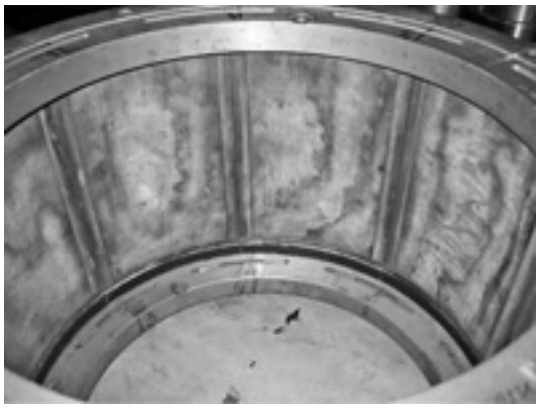


Рис. 2. Часть направляющего подшипника скольжения Юмагузинской ГЭС с гидрозамками из резины и покрытием на основе фторопласта-4

Торцевые уплотнения и направляющие подшипники валов гидротурбин. Торцевые уплотнения применяются более чем на 40 гидротурбинах: в России, Украине, Литве, Индии, Ираке, Анголе, Колумбии, Аргентине, Вьетнаме, Турции, Сербии. Опыт показал, что при замене ранее применявшихся полимерных материалов (Тордон, АМС-3) на ФУТ и ФУТ-Ф ресурс торцевого уплотнения увеличивается в несколько раз. Кроме торцевых уплотнений успешно эксплуатируются радиальные уплотнения вала из ФУТ, установленные на трех гидротурбинах каскадов Кемских и Выгских ГЭС.

Направляющие подшипники валов эксплуатируются на трех агрегатах Юмагузинской ГЭС (рис. 2), на ГЭС Нива-2 и малых гидростанциях Московской области. Для облегчения монтажа гидрозамок этих подшипников выполнен из резины.

Узлы трения насосов из ФУТ и его модификаций. Подшипники из ФУТ применяют в насосах систем поддержания пластового давления такие компании, как ОАО "ТАТНЕФТЬ", ОАО "Башнефть", ОАО "ЛУКОЙЛ-Пермь", ОАО "Сургутнефтегаз", ОАО "Тюменьнефтегаз", ОАО "Удмуртнефть" и др. Максимальная наработка подшипников составила 20 000 ч (гарантированный ресурс работы таких насосов 8000 ч). Повысилась надежность подшипников и увеличился межремонтный срок их эксплуатации. Кроме того, замена традиционных выносных баббитовых подшипников скольжения встроенными подшипниками из ФУТ позволила:

полностью устранить утечки перекачиваемой среды с нагнетательной стороны насоса;

значительно (до 3 раз) снизить вибрационную нагрузку на узлы насоса вследствие сближения опор на роторе и повышенных, по сравнению с металлами, демпфирующих свойств материала ФУТ;

снизить затраты на энергопотребление по сравнению с принудительной системой охлаждения маслом баббитовых подшипников скольжения;

исключить экологические аварии, связанные с утечкой масла из смазочных систем выносных баббитовых подшипников.

Углепластик ФУТ также используется в подшипниковом узле высокоскоростного насоса ВЦНС 25-1100 за второй ступенью насоса. Доказано успешное применение этого материала при окружных скоростях до 40 м/с. Твердосплавные встроенные подшипники заменены с муфтовой и полевой сторон подшипниками из ФУТ в насосе ЦНС 180-1900 3Т-М производства ОАО "Сумское МНПО им. М. В. Фрунзе". Имеется положительный опыт применения подшипников из ФУТ в насосах ЦНС для перекачивания нефти и нефтепродуктов. Например, в ОАО "Башнефть" такой подшипник в насосе эксплуатируется уже более трех лет.

В ближайшее время намечен пуск в эксплуатацию насоса марки НОН 250-440, спроектированного и изготовленного в ОАО "Пролетарский завод".

Прошли успешные испытания подшипники из ФУТ-Б в составе питательного конденсатного бустерного турбонасоса ПКБТ-230 Р2Э. Условия работы подшипников скольжения насоса ПКБТ и подшипников конденсатных насосов КН 320-160, ЭКН 320-90-1, ЭКН 320-130 аналогичны, что позволяет рекомендовать их для конденсатных и питательных насосов, эксплуатирующихся на энергетических установках ТЭЦ, ТЭС, АЭС и СЭУ. Опытный образец подшипника работает в насосе ЭКН 320-130 на Северо-западной ТЭЦ "Ленэнерго". На наружной поверхности рубашки подшипника выполнены винтовые канавки для подвода охлаждающей жидкости.

Насосы ВА-4500-50 и ВА-5500-50 с подшипниками из ФУТ прошли успешные испытания на стенде ОАО "Сумское МНПО им. М. В. Фрунзе" (Украина) и установлены на 30 насосах АЭС "Кудан-Кулам". Принято решение об установке подшипников из ФУТ-Б в насосы энергетических установок (ЭУ) судов большого водоизмещения.

Углепластик ФУТ успешно применяется в торцевых уплотнениях конденсатных насосов ЭУ атомных ледоколов. Максимальное время их эксплуатации 12 тыс. ч при работе в перегретой воде (90÷125 °С) по кольцам из керамики или закаленной стали.

На базе экспериментальных и эксплуатационных данных разработана инструкция по изготовлению и ремонту антифрикционных колец из ФУТ применительно к судовым и береговым условиям, одобренная Российским морским регистром судоходства по атомным судам.

Перспективы использования подшипников из углепластиков

Способность углепластиков работать при низких температурах (до −196 °С), в том числе при смазывании сжиженными газами, позволяет применять их в узлах трения насосов, перекачивающих сжиженные газы. Высокая коррозионная стойкость и биологическая инертность (гигиенические свойства) позволяют применять антифрикционные углепластики в узлах трения оборудования химической, фармацевтической и пищевой промышленности.

Узлы трения насосов из углепластика УПФС. Область применения ФУТ и его модификаций ограничена температурой перекачиваемой жидкости — до 125 °С. Однако имеются трибопары, которые должны устойчиво работать при температурах до 200 °С, например трибопары питательных и конденсатных насосов, паровых турбин, арматуры трубопроводов теплоцентралей и трубопроводов контуров охлаждения на атомных станциях. Для антифрикционных углепластиков, предназначенных для работы при высоких температурах, разработан новый теплостойкий углепластик УПФС с полимерной матрицей — термопластичным полифениленсульфидом (ПФС), достоинства которого — высокая теплостойкость и гидролизостойкость в перегретой воде (до 200 °С). В связи с высокой вязкостью расплавов и нерастворимостью ПФС в обычных растворителях потребовалось создание технологии получения препрегов пропиткой из расплава связующего с последующим их прессованием при высокой температуре.

Подпятник центробежного насоса из углепластика УПФС прошел успешные стендовые испытания в условиях: температура до 200 °С; скорость скольжения — 16 м/с; контактное давление — 1,0 МПа (pv = 16 МПа·м/с). В настоящее время проводятся работы по установке таких подшипников в насосы ЭУ судов и ТЭЦ [10].

Таким образом, высокопрочные антифрикционные полимерные углепластики УГЭТ, ФУТ, УПФС превосходят по прочности, износостойкости, теплостойкости и гидролизостойкости традиционные полимерные антифрикционные материалы. Улучшенные эксплуатационные качества разработанных углепластиков и их модификаций достигаются благодаря таким свойствам, как способность демпфировать вибрации, ударостойкость, способность надежно работать при воздействии динамических нагрузок и высоких гидростатических давлениях практически с любым смазочным материалом (вода, кислоты, щелочи, масла, гидравлические жидкости и др.) и с контртелами из различных материалов (стали, бронзы, титановые сплавы, керамика и др.).

УДК 621.891

И. А. МЕДЕЛЯЕВ, канд. техн. наук (ОАО "345 механический завод", г. Балашиха), e-mail: medd_ia@mail.ru

Явление термоупругой нестабильности контакта при смешанном смазывании в узлах трения агрегатов транспортной техники

Рассмотрено явление термоупругой нестабильности контакта при смешанном смазывании, которое установлено при исследовании изнашивания узлов трения агрегатов.

Ключевые слова: смазочный материал, трение, изнашивание, смешанное смазывание.

The paper considers the phenomenon of thermo-elastic instability of contact under mixed lubrication, which is found in the study of wear of friction units.

Keywords: lubricant, friction, wear, mixed lubrication.

Совершенствование техники часто связано с повышением работоспособности узлов трения, которые в таких агрегатах, как плунжерные насосы, насосные станции, гидромоторы и гидроприводы, при динамическом нагружении работают в условиях смешанного смазывания [1].

Из зависимости Герси—Штрибека (рис. 1), которая связывает коэффициент трения с параметрами процесса смазывания (вязкостью, скоростью, нагрузкой), следует, что при смешанном смазывании (и гидродинамическое, и граничное смазывание, см. рис. 1, зона II) расстояние между сопрягаемыми поверхностями соизмеримо с параметрами их шероховатости.

При граничном смазывании (см. рис. 1, зона I) сопрягаемые поверхности контактируют на некотором участке (рис. 2). Толщина слоя смазочного материала значительно меньше параметров шероховатости поверхностей. Процесс трения обусловлен свойствами смазочного материала, которые отличаются от свойств материала в большом объеме (далее — объемные свойства). Изнашивание поверхностей определяется физико-химическими взаимодействиями в пятнах фактического контакта поверхностей, параметрами поверхностей и свойствами граничных слоев смазочного материала.

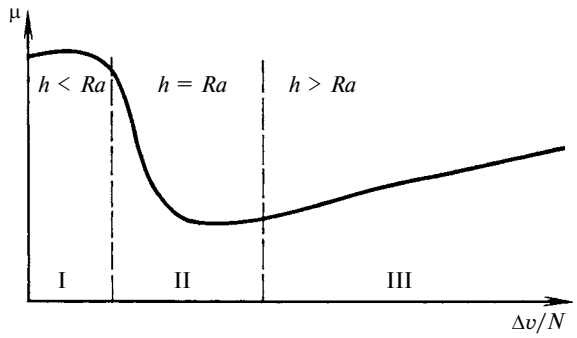


Рис. 1. Диаграмма Герси—Штрибека

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 29)

Изготовленные из них подшипники скольжения применяются в движительно-рулевых комплексах судов, узлах трения гидротурбин насосов и удовлетворяют современным требованиям по экологической безопасности, несущей способности и ресурсу.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Трение,** изнашивание и смазка: Справочник / Под ред. И. В. Крагельского, В. В. Алисина. М.: Машиностроение, 1979. Т. 1. 300 с., Т. 2. 366 с.
2. **Гаркунов Д. Н.** Триботехника, износ и безызносность. М.: МСХА, 2001. 616 с.
3. **Рубин М. Б., Бахарева В. Е.** Подшипники в судовой технике: Справочник. Л.: Судостроение, 1987. 342 с.
4. **Горячева И. Г.** Механика фрикционного взаимодействия. М.: Наука, 2001. 478 с.
5. **Дроздов Ю. Н.** Определение интенсивности изнашивания // Вестник машиностроения. 1980. № 6. С. 12—15.
6. **Дроздов Ю. Н.** Ключевые инварианты в расчетах интенсивности изнашивания при трении // Машиностроение. 1980. № 2. С. 93—98.
7. **Горячева И. Г., Анисимов А. В., Бахарева В. Е.** Модифицирование металлами — эффективный метод повышения износостойкости фенольного углепластика ФУТ при трении по "вязким" коррозионно-стойким сталям // Трение и износ. 2008. Т. 29. № 2. С. 154—159.
8. **Анисимов А. В., Бахарева В. Е., Николаев Г. И.** Антифрикционные углепластики в машиностроении // Трение и износ. 2007. Т. 28. № 6. С. 615—620.
9. **Бахарева В. Е., Николаев Г. И., Анисимов А. В.** Антифрикционные неметаллические материалы для узлов трения скольжения // Вопросы материаловедения. 2011. № 1(65). С. 75—88.
10. **Богун В. С., Бахарева В. Е., Анисимов А. В.** Подшипники скольжения из антифрикционных углепластиков для центробежных насосов энергетических установок // Вопросы материаловедения. 2010. № 1(61). С. 60—66.

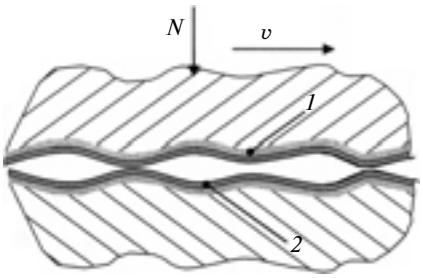


Рис. 2. Схема трения при граничном смазывании:
1 — хемосорбированный слой смазочного материала; *2* — адсорбированный слой твердых частиц, газа и прочего смазочного материала; *N* — нормальная нагрузка; *v* — скорость скольжения

В результате физико-химических процессов на поверхностях трения образуются граничные слои, которые исключают непосредственный контакт неровностей. Они отличаются низкой прочностью на сдвиг и большим сопротивлением сжатию. Тонкая граничная пленка смазочного материала на сопрягаемых поверхностях повторяет их рельеф, контакт поверхностей происходит через смазочный материал по отдельным участкам. Малая толщина смазочного слоя не может препятствовать упругой и пластической деформациям контактирующих тел, при этом сдвиг происходит в пленке, а не в основном материале. При значительной пластической деформации и высокой температуре смазочная пленка может разрушиться, тогда адгезия, трение и изнашивание увеличиваются.

При граничном смазывании процесс трения обусловливают триады И. В. Крагельского и А. В. Чичинадзе, а также эффект П. А. Ребиндера. При этом с учетом различий свойств поверхности твердого тела и граничного слоя смазочного материала процесс трения определяется взаимодействием смазочного слоя с твердым телом и молекулярно-механическими свойствами этого слоя.

При гидродинамическом смазывании (см. рис. 1, зона III) сопрягаемые поверхности полностью разделены слоем смазочного материала. Толщина h слоя значительно больше параметра Ra шероховатости поверхности. Трение определяется вязкостными свойствами смазочного материала, изнашивание поверхностей отсутствует.

При смешанном смазывании процесс трения неустойчив и при повышении нагрузки переходит в трение с граничным смазыванием. Поэтому будем рассматривать работу узлов трения при смешанном смазывании двух типов: 1) трение при гидродинамическом и граничном смазывании; 2) трение при граничном смазывании и без смазочного материала (сухое трение).

Разделение процесса смешанного смазывания на два вида позволяет описать работу узлов трения, соответствующую на графике Герси—Штрибека зоне, находящейся слева от минимума. В этом случае граничное смазывание — основной вид трения.

В процессе эксплуатации поверхностные слои узлов трения и смазочный материал испытывают динамические воздействия, приводящие к упругопластическим деформациям, выделению теплоты, нарушению динамического равновесия процессов разрушения и восстановления смазочной пленки на поверхностях трения, а также к повреждению тел пары трения [1].

Средняя температура в смазочной пленке на контурной площади контакта (КПК — площадь, на которой реализуется дискретный контакт микронеровностей, обусловленный совокупностью пятен контакта, которые в результате волнистости поверхностей тел группируются на вершинах волн в отдельных зонах и изменяют свое положение в процессе трения) зависит от прочности пленки на сдвиг, скорости относительного перемещения сопрягаемых тел и теплоотвода из зоны контакта. При этом температура повышается при увеличении первых двух факторов и снижении последнего.

Выделяемая тепловая энергия приводит к термическому нагружению материалов пары трения и смазочного материала, что изменяет их работу и сокращает срок службы. Результатом тепловой нагрузки является повышение температуры трения, причем в различных местах сопряжения по-разному.

Анализ работ таких исследователей, как К. Джонсон, А. Ю. Ишлинский, Ф. Кеннеди, Ф. Линге, А. В. Чичинадзе, М. В. Коровчинский, И. В. Крагельский, В. М. Александров, Л. А. Галин, И. Г. Горячева, М. Б. Генералов, Д. Г. Громаковский, Д. М. Грилицкий, Н. Б. Демкии, М. Н. Добычин, Е. В. Коваленко, М. И. Теплый, показал, что есть еще один важный, но малоизученный аспект воздействия теплоты на пару трения, который заключается в нарушении термоупругой стабильности контакта (макроконтакта). Неравномерное нагревание по толщине приводит к тепловым деформациям пары трения, т. е. к выпучиванию отдельных участков сопрягаемых поверхностей. При этом контакт происходит по отдельным вершинам неровностей, несмотря на то, что в исходном (приработанном) состоянии контактирующие поверхности были плоскими, т. е. имеет место неидеальный тепловой контакт, обусловленный неодинаковыми температурами тел, что влияет на распределение тепловой энергии между ними. Это приводит к термоупругим перемещениям участков поверхностей контакта, изменению зон взаимодействия и перераспределению контактных напряжений, изменению структур тел, их физико-механических свойств, физико-химических процессов на контактных по-

верхностях, а также к изменениям коэффициента трения и процесса изнашивания.

Периодические синусоидальные зависимости изменения коэффициента трения и температуры поверхности трения, полученные при исследованиях [1], позволили выдвинуть гипотезу о возникновении на поверхностях контакта при смешанном смазывании отдельных "горячих" участков вследствие неравномерного распределения удельной нагрузки. Это обусловлено наличием неровностей изначально (волнистости, шероховатости) на сопрягаемых поверхностях, которые в результате термоупругого выпучивания материала находятся выше уровня поверхностей трения, что уменьшает зону действительного контакта и повышает температуру на локальных участках.

Ввиду условий устойчивости для пары трения на движущейся поверхности образуются как минимум три участка с высокими температурами, что вызывает ползучесть материала и постепенное перемещение этих участков. Образуется термоупругая волна, ось которой совпадает с вектором скорости относительного движения взаимодействующих тел. Вследствие ползучести материала происходит разрушение более нагретых участков и волна в результате выпучивания материала перемещается на менее нагретом участке. Равновесие процесса обеспечивается термоупругими свойствами материала. Трение происходит непосредственно на перемещающейся волне. При этом в контакт вступают менее нагретые участки волны. Таким образом, волна перемещается от более нагретых участков к менее нагретым.

При снятии нагрузки зона трения охлаждается и "проваливается". При последующем нагружении пары трения новый участок контакта образуется рядом со старым и т. д., т. е. при цикличном нагружении имеет место цикличное возникновение контакта. Перемещение контактного участка происходит до тех пор, пока не охватит всю поверхность трения. При этом происходит подготовка поверхности к восприятию более высоких нагрузок.

Температура поверхности трения зависит от распределения нагрузки. Установленные с помощью осциллографа синусоидальные изменения коэффициента трения и температуры дают основание полагать, что аналогичные изменения происходят и с нагрузкой, и с удельным тепловым потоком на поверхностях трения.

При разных материалах тел пары трения (например бронза и сталь) термическое возмущение, включающее флуктуации давления и температуры, движется вдоль поверхности взаимодействия со скоростью, отличной от скоростей их распространения вдоль поверхностей каждого тела в отдельности. Существенная разница теплопроводности материалов ведет к возмущению, сконцентрированному в теле с более высокой теплопроводностью. Именно в это тело направляется основная часть теплоты. Увеличение разницы температур тел трения вызывает рост относительной кривизны двух поверхностей и уменьшение зоны контакта. То есть одна из поверхностей пары трения проводит меньше теплоты, что уменьшает термоупругую деформацию поверхности сопрягаемого тела с большей проводимостью и повышает предельные значения удельной нагрузки и скорости скольжения. Повышение удельной нагрузки до предельного значения приводит к повышению температуры в пятне контакта и реализации режима схватывания.

Для исключения схватывания материалов пары трения и подготовки поверхности к восприятию более высоких нагрузок предложено при переходе к предельным режимам работы регулировать фрикционное тепловыделение путем циклического нагружения [2—4]. Эксперименты показали, что циклическое регулирование фрикционного тепловыделения расширяет зону нормального трения и смещает границы схватывания в зону более высоких удельных нагрузок и скоростей скольжения. Так, для пары трения Х12Ф1-БрОСН 10-2-3 с $K_{вз} = 1$ и торцевым биением $\delta = 60$ мкм в паре трения при температуре $T_f = 125$ °С смазочного материала АМГ-10 на входе в узел трения при скорости скольжения $v = 2$ м/с получены следующие результаты: без регулирования фрикционного тепловыделения предельная удельная нагрузка составила $p_{пр} = 5{,}4$ МПа, предельный тепловой поток — $Q^* = 18{,}6$ Вт; при регулировании фрикционного тепловыделения соответственно $p_{пр} = 6{,}8$ МПа и $Q^* = 32{,}7$ Вт, т. е. в последнем случае предельная удельная нагрузка выше примерно на 25 %.

Действительно, при снятии удельной нагрузки контактная зона трения охлаждается и контакт исчезает. Этот процесс зависит от скорости скольжения, удельной нагрузки и времени стабилизации коэффициента трения на заданных режимах испытания.

Предварительная стабилизация коэффициента трения наступает через 5 мин с момента начала работы пары трения на заданной скорости скольжения при заданной удельной нагрузке, окончательная стабилизация происходит через 10 мин. В результате изменения скорости скольжения и удельной нагрузки по заданной схеме возникают новые зоны контакта, что приводит к регулированию фрикционного тепловыделения. Это продолжается до достижения предельных значений скорости скольжения и удельной нагрузки, о чем свидетельствует резкий рост коэффициента трения. Минимальная продолжительность эксперимента составила 10 мин.

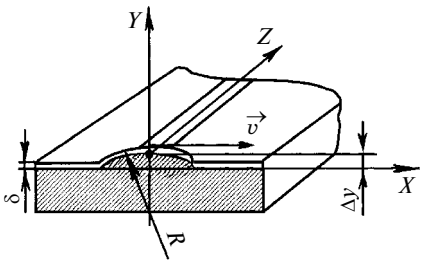


Рис. 3. Схема макротермоупругого эффекта на поверхности контакта двух тел

Анализ тепловых потоков и температурного поля в паре трения со смазочным материалом (в первом приближении) показал, что на поверхностях тел пары трения образуются термоупругие волны (рис. 3), оси X которых ориентированы вдоль вектора скорости и относительного перемещения этих тел (для цилиндрических образцов с плоскостью контакта по торцевым поверхностям $v = \omega r$, где ω — угловая скорость; r — радиус образца). Разница температур поверхности трения ($\overline{T}_\omega$) и внутри образца (T_v): $\Delta T \approx \overline{T}_\omega - T_v$, невелика ($\approx$50÷100 °С), но достаточна для формирования термоупругой волны (выпучивания), ориентированной по вектору v.

Макрогеометрию поверхности в зоне контакта на термоупругой волне можно аппроксимировать цилиндрическими поверхностями с радиусами R_1 и R_2, которые зависят от интенсивности нагревания и свойств материала сопрягаемых тел.

Параметры Δy_i^T и R_i запишем следующим образом:

$$\Delta y_i^T(x) = \left(\varphi_i \frac{q'}{n'}\right)[\ln x - y_0]_i; \qquad (1)$$

$$R_i(q_i', x) = \frac{x_1^2}{\left(\varphi_i \frac{q'}{n'}\right)} \text{ при } 1 \leqslant x \leqslant e^{y_0},$$

где $q' = q''$ — линейная плотность теплового потока на КПК, ориентированной по траектории перемещения одного тела пары трения относительно другого; $q' = \dfrac{Q_i(t)}{A_c(t)}$ — линейная плотность теплового потока на КПК A_c; $Q_i(t)$ — суммарный тепловой поток с КПК; $\Delta y_i^T(x)$ — ордината для площади термического выпучивания на расстоянии x от центральной оси КПК; y_0 — константа для КПК при тепловом воздействии линейного источника; $R_i(x)$ — радиус кривизны площади выпучивания на расстоянии x от центральной оси КПК; n' — линейная плотность площадей жесткого взаимодействия двух тел пары трения (модельное приближение); $\varphi_i = [(1 + \mu)\alpha]_i/427$ — показатель материала; μ — коэффициент Пуассона; α — коэффициент теплораспределения; $i = 1; 2$ — индексы тел пары трения.

Из выражения (1) следует, что $\Delta y_i^T(x) \approx \varphi_i \dfrac{q'}{n'}$ при $x \to 1$ и $\Delta y_i^T(x) \to 0$ при $x \to e^{y_0}$.

Радиус кривизны — величина переменная и зависит от координаты x:

$$R^*\left(x = \frac{a}{2}\right) = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} = R(\overline{T}_\omega - T_v),$$

где a — ширина КПК, формируемая под нагрузкой p при перепаде температур на поверхности контакта ($\overline{T}_\omega$), внутри пары трения (T_v) и линейных плотностей тепловых потоков q' и q''.

Ширина КПК под нагрузкой имеет вид:

$$a = \frac{8}{\sqrt{3}} \sqrt{\frac{p}{l^*}} \sqrt{\Phi R^*}.$$

Здесь $l^* = k(t)\pi(\xi(t)\overline{D})$; $\Phi = \dfrac{3}{4}\left(\dfrac{1-\mu_1^2}{E_1} - \dfrac{1-\mu_2^2}{E_2}\right)$, где $k(t)$ — часть образующей по длине КПК на траектории взаимного перемещения контактирующих тел, участвующая в эффективном (контурном) трении; $\overline{D}$ — средний диаметр образца трения; Φ — комплексный параметр, характеризующий упругие свойства тела при трении; E — модуль упругости; $\xi(t) = \dfrac{R_{тр}(t)}{R_{ср}}$ — коэффициент, учитывающий отклонение $R_{тр}(t)$ от среднего радиуса $R_{ср}$ трения.

Эксперимент показал, что параметр l^* и ширина a — периодические функции времени с частотой, кратной $3n$ (n — частота вращения). Важную роль в образовании защитной смазочной пленки играет геометрия поверхностей пары трения. Полученные зависимости момента и силы трения, как функций времени и нормальной нагрузки, и температурного поля указывают на пространственную геометрию контурного контакта двух тел пары трения.

На рис. 4 представлены схема контакта двух тел пары трения по образующей радиуса $R_{тр}(t)$ (показана развертка) и их температурные поля. Выделяются зоны контурного трения $l_{1тр} = l_{2тр}$ с толщи-

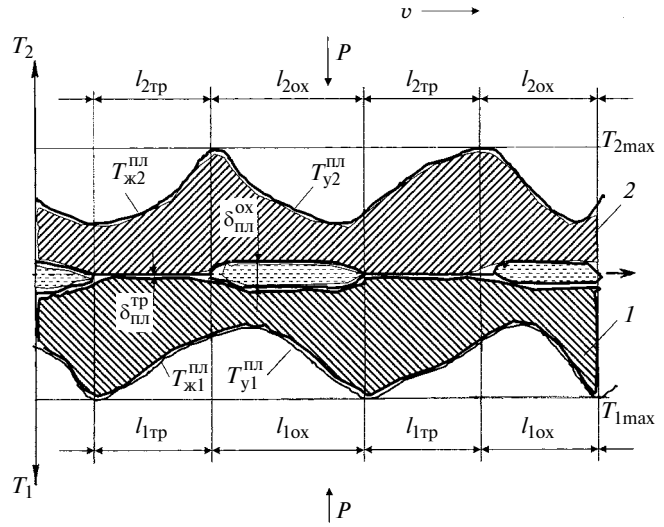


Рис. 4. Температурное поле контакта двух тел на контурной площади вдоль траектории относительного перемещения:

$\delta_{пл}^{тр}$, $\delta_{пл}^{ох}$ — толщины смазочных пленок на поверхности трения и в зоне охлаждения; T_{1min}, T_{1max}, T_{2min}, T_{2max} — минимальные и максимальные температуры на поверхностях трения тел *1* и *2*; $T_{ж1}^{пл}$, $T_{ж2}^{пл}$, $T_{у1}^{пл}$, $T_{у2}^{пл}$ — температуры смазочных пленок на поверхности трения и в зоне охлаждения тел *1* и *2*

ной $\delta_{пл}^{тр}$ смазочной пленки и зоны охлаждения $l_{1ох} = l_{2ох}$ с толщиной $\delta_{пл}^{ох}$ смазочной пленки.

Потеря эффективной длины $l_{тр}$ учитывается с помощью коэффициента $K_{вз}$ внутреннего взаимного перекрытия: $l_{тр} = K(\pi\xi(t)\bar{D})$.

Прослеживаются эффекты периодического нагревания в результате трения ($l_{тр}$) и охлаждения ($l_{ох}$) в зоне контакта тел *1* и *2* (см. рис. 4). Для тела *1* температуры в зоне нагревания в результате трения резко отличаются от температур в зоне охлаждения: на участках $l_{тр}$ имеет место подвод теплоты (q_1'), а на участках $l_{ох}$ — ее отвод ($q_{1ох}'$). Для тела *2* температуры в этих зонах также будут резко отличаться вследствие разной направленности тепловых потоков q_2' и $q_{2ох}'$.

Незначительное различие температур поверхности трения и смазочного материала в узле трения дает основание считать, что в связи с проявлением эффекта "грелки" решающее влияние на процесс граничного трения пары "сталь—бронза" оказывает температура вспышки на фактических пятнах контакта (рис. 5).

Интенсивность температурных вспышек в зоне контакта тел зависит от шероховатости поверхностей трения [5]. Реальные тепловые нагрузки имеют выраженный пиковый характер, неоднородный по площади контакта и на 20÷30 % выше температур, рассчитанных для идеальных гладких поверхностей контакта. При трении шероховатых тел вспышки температур выходят за пределы обычных номинальных поверхностей контакта, рассчитываемых по формулам Герца.

Об экранирующем действии граничного смазочного слоя можно судить по изменению коэффициента $L_{т.п1}$ распределения тепловых потоков и температуры вспышки на фактических пятнах контакта с учетом приведенных параметров: тепло- и температуропроводности узла трения из стали и бронзы и структуры "металл—граничный смазочный слой—металл", а также коэффициента $K_{вз}$ взаимного перекрытия (рис. 6, 7).

Учитывая малые поперечные размеры пленки и реализуемые при трении ее свойства, аналогичные свойствам пар трения при внешнем трении, можно считать, что основным источником потерь на тре-

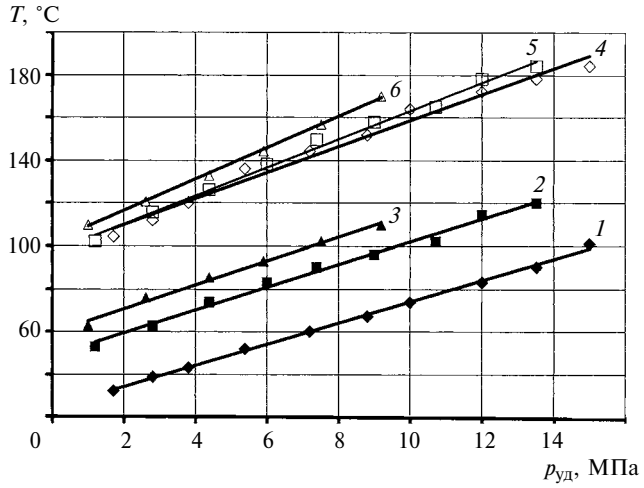


Рис. 5. Зависимости температур поверхности трения (*1—3*) и вспышки (*4—6*) от удельной нагрузки $p_{уд}$ при температурах T_f = 20 (*1*, *4*); 60 (*2*, *5*); 100 °С (*3*, *6*) смазочного материала 7-50с-3 на входе в узел трения пары 30ХЗВА—БрОСН 10-2-3 с $K_{вз}$ = 0,9 (δ = 60 мкм; v = 7,07 м/с; $t_э$ = 10 мин)

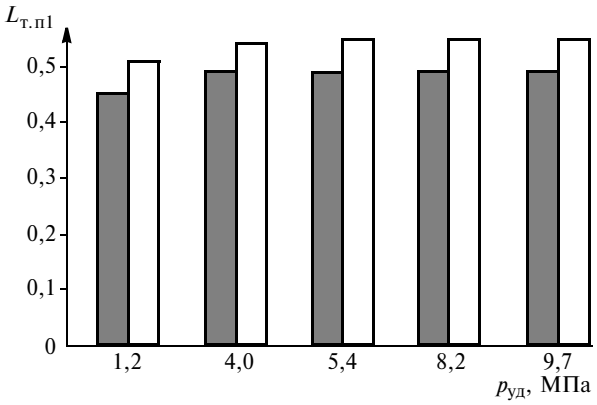


Рис. 6. Гистограмма коэффициента $L_{т.п1}$ распределения тепловых потоков от удельной нагрузки $p_{уд}$ при трении стали Х12Ф1 по бронзе БрОСН 10-2-3 в смазочном материале 7-50с-3 при $K_{вз}$ = 1,0 (■) и 0,8 (□)

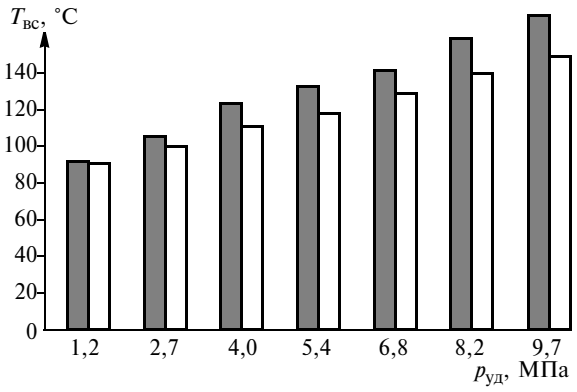


Рис. 7. Гистограмма температуры $T_{вс}$ вспышки от удельной нагрузки $p_{уд}$ при трении стали Х12Ф1 по бронзе БрОСН 10-2-3 в смазочном материала 7-50с-3 при $K_{вз}$ = 1,0 (■) и 0,8 (□)

ние (включая нормальное) является "сдвиг" пленки в "плоскости" трения. При действии высоких нормальных нагрузок смазочная пленка ведет себя как "твердое" тело, точнее как защитные "твердые" пленки при внешнем трении [1—4].

Работа сил трения в парах трения со смазочным материалом зависит от прочности смазочной пленки на сдвиг. При этом подводимая в пару трения энергия затрачивается на внутреннее трение и деформацию материала пленки, а также на деформацию тонких поверхностных слоев материалов двух тел в паре. Тепловой эффект при трении практически эквивалентен работе сил трения. В силу дискретности термоупругого контакта дискретным является и температурное поле на поверхностях взаимодействия двух тел в паре. Однако в силу термостатирующих свойств зон "умеренного" взаимодействия вокруг пятен жесткого взаимодействия динамика температурных пятен носит умеренный характер по сравнению с внешним трением.

Поле фрикционного взаимодействия и температурное поле на поверхности контакта двух тел как граничные представляют собой единое физическое поле, которое описывает два взаимосвязанных эффекта дискретности: фрикционный и, как следствие, температурный. Первичным при этом является поле фрикционного взаимодействия.

Таким образом, обоснованы макротермоупругие эффекты на поверхностях контакта двух тел в паре со смазочным материалом: на поверхности каждого тела образуется термоупругая волна (термоупругое выпучивание материала поверхностей трения), продольная ось которой ориентирована вдоль вектора скорости относительного перемещения двух тел в паре. Термоупругий эффект выпучивания приводит к контурному контакту двух тел в паре трения, а следовательно, к трению и изнашиванию на контурных площадях, выделяются зоны "жесткого" взаимодействия (контурного трения) и зоны охлаждения.

Несущая способность, износостойкость и фрикционная термостойкость определяют долговечность узлов трения, работоспособность которых следует оценивать сравнением текущих значений эксплуатационных параметров с их предельными значениями.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Меделяев И. А., Албагачиев А. Ю.** Трение и износ деталей машин. М.: Машиностроение, 2008. 462 с.
2. **Меделяев И. А.** Диагностика температурной нагруженности антифрикционных пар трения // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2005. Т. 71. № 6. С. 53—58.
3. **Меделяев И. А.** Физические представления о процессах трения и изнашивания при граничной смазке // Вестник машиностроения. 2005. № 10. С. 27—38.
4. **Меделяев И. А.** Научное обоснование технических решений по управлению изнашиванием в условиях граничного трения // Вестник машиностроения. 2008. № 11 С. 37—42.
5. **Лужнов Ю. М.** Нанотрибология сцепления колес с рельсами. Реальность и возможности. М.: Интекст, 2009. 176 с.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

УДК 621.43:62-242

А. М. ДРУЖИНИН, канд. техн. наук (КГТУ им. А. Н. Туполева, г. Казань),
e-mail: stroganovva@yandex.ru

Так ли необходим турбонаддув двигателю внутреннего сгорания?

Проанализированы причины нецелесообразности применения турбонаддува в современных ДВС. Даны рекомендации по использованию термо-газодинамических процессов, позволяющие повысить эффективность и ресурс ДВС.

Ключевые слова: цилиндр, поршень, уплотнение, газодинамика, термодинамика, турбонаддув, эффективность.

Authors analyze the reasons for irrationality of the turbo-supercharging use in modern internal-combustion engines. The paper contains recommendations on the use of thermo-gas-dynamic processes allowing to improve the efficiency and resource of the engine.

Keywords: cylinder, piston, seal, gas-dynamics, thermodynamics, turbo-supercharging, efficiency.

Турбодизель! Звучит эффектнее, чем просто дизель. Но форма, размеры и масса турбодизелей свидетельствуют не в их пользу. Дизели без наддува значительно проще по форме и содержанию, имеют меньшие размеры и легче. Хотя это и важно, но будем считать не таким уж принципиальным при больших преимуществах наддува. О недостатках турбонаддува известно достаточно, начиная с его проектирования и производства и заканчивая эксплуатацией, дорогостоящим ремонтом, который в наших условиях может быть проблемой.

Относительно преимуществ турбонаддува известно только то, что он повышает мощность двигателя без улучшения коэффициента полезного действия — основного показателя. Наддув не стал общепризнанным открытием повышения эффективности ДВС для всех производителей современных двигателей. Очевидно, одних убедила форма турбодизеля, а других сдерживает его содержание.

Разберемся, почему прошедшие десятилетия эксплуатации двигателей с дополнительным наддувом не сделали его неотъемлемой частью всех ДВС. Сначала ответим на простой, но логичный вопрос: что вызвало необходимость создания дополнительного давления воздуха на впуске в цилиндр? Ответ известен — желание увеличить объем сжимаемого воздуха, т. е. количество свежего заряда, с целью влияния на коэффициент α избытка воздуха и, следовательно, на процессы в камере сгорания. Следующий вопрос: нельзя ли увеличить количество сжимаемого в цилиндре воздуха другими методами? Ответ тоже ясен — это осуществляется увеличением диаметра цилиндра или хода поршня, или того и другого вместе.

В чем же проблема? А в том, что если расчетное количество топлива научились подавать в камеру сгорания достаточно точно, то с подачей окислителя не все так просто. Слишком много его теряется при ходе поршня в процессе сжатия свежего заряда воздуха, затем топливовоздушной смеси, да и полученное давление продолжает падать на такте рабочего хода, когда никакой наддув уже не поможет.

Например, в двигателях КамАЗ газодинамические потери составляют 1 % от максимального давления (10 МПа) в камере сгорания, т. е. 0,1 МПа. Такие потери ставят под сомнение целесообразность использования сложных и дорогих систем дополнительного наддува хотя бы потому, что широко рекламируемый "мягкий" наддув обеспечивает на впуске всего 0,025÷0,055 МПа избыточного давления [1]. Следовательно, для наддува используется меньшее давление на впуске, которое может быть компенсировано сохранением свежего заряда при одном, но важном для данной ситуации условии — наличии качественного уплотнения между поршнем и цилиндром.

С сожалением можно констатировать, что нормального поршневого уплотнения, которое бы действительно уплотняло пространство между поршнем и цилиндром и сводило на нет газодинамические потери или минимизировало их в допустимых пределах, в эксплуатации пока не существует. Причины, мешающие созданию эффективного поршневого уплотнения (не только для ДВС, но и для всех поршневых машин), были рассмотрены в работах [1—4]. В данной работе рас-

сматривается еще одна и, возможно, основная причина.

При проектировании новых изделий разработчики руководствуются имеющимися стандартами, нормами и правилами, научно-технической и учебно-методической литературой, наличием прототипов и собственным опытом. Они не только помогают создавать новые изделия, но и в чем-то ограничивают творческие возможности разработчиков. Приведем пример, который может быть ключевым при проектировании высокоэффективного поршневого уплотнения.

Как отмечалось ранее, при проектировании компрессионных колец нельзя не учитывать влияния газодинамических процессов, протекающих в верхней части поршня, на работу колец. При этом решающее значение имеют форма и размеры.

Теперь обратимся к основополагающей научно-технической и учебной литературе, предназначенной для студентов и специалистов, работающих в области проектирования, изготовления и эксплуатации поршневых машин. Многим специалистам известна работа [5], авторитетные рекомендации которой прослеживаются в учебниках и учебно-методической литературе и даже в ГОСТе [6], а также реализованы в отечественных двигателях. В работе [7, с. 444] кольца с пониженной склонностью к пригоранию в канавках поршня описаны как "клинообразные кольца (кольца с конусными торцовыми поверхностями)", а на с. 70 сообщается, что "с повышением уровня форсирования хорошо зарекомендовали себя трапециевидные кольца, которые менее склонны к закоксовыванию по сравнению с прямоугольными кольцами". В ГОСТе такие кольца названы иначе — "...с односторонним (или двусторонним) трапецеидальным сечением".

Заметим, что в двигателе КамАЗ верхние компрессионные кольца выполнены именно так, правда, с некоторым отступлением. Если в работе [6] угол наклона торцевых поверхностей рекомендуется принимать равным 15 или 20°, а в ГОСТе — 7 или 10°, то в двигателе КамАЗ этот угол изменяется с 10 до 6° (общее значение угла клина в компрессионном кольце, т. е. по 3° для верхнего и нижнего торцов). Причем в двигателе КамАЗ под углом 6° выполнен только верхний торец нижнего компрессионного кольца.

Отметим, что такие значения углов характерны для самотормозящихся клиновых устройств, обеспечивающих надежное заклинивание, и по определению не могут быть использованы в поршневых уплотнениях. Если и рекомендовать "трапецеидальные" компрессионные кольца, то необходимо учитывать материалы, из которых они изготовлены, и условия эксплуатации, т. е. угол наклона торца должен быть больше угла самоторможения кинематических пар, который, например, для пары из шлифованных сталей равен 12°. В нашем случае, если и применять трапецеидальные кольца, то угол наклона торцев, очевидно, должен быть более 15°.

Анализ состояния деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) двигателей КамАЗ, поступающих на капитальный ремонт, показал, что основной причиной снятия двигателей с эксплуатации чаще всего является образование нагара на поршневых кольцах и в поршневых канавках. Под действием высоких температур и давлений происходит их коксование, а в итоге заклинивание поршней и серьезная поломка двигателя. А это уже веская причина для снятия двигателя с эксплуатации.

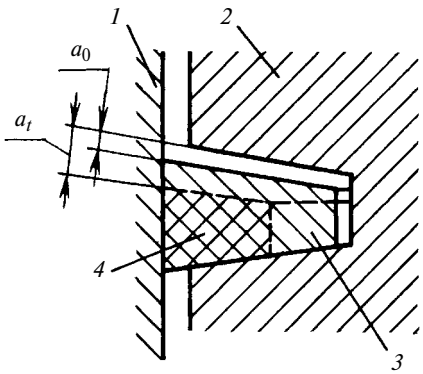


Рис. 1. Схема изменения зазора в результате износа рабочей поверхности компрессионного кольца:
1 — цилиндр; *2* — поршень; *3* — новое кольцо; *4* — кольцо после износа (штриховая линия); a_0 — зазор между верхней полкой поршневой канавки и верхним торцом кольца до износа; a_1 — зазор, полученный в результате износа рабочей поверхности кольца

Все это можно предвидеть и объяснить, если внимательно рассмотреть схему подобного поршневого кольца (рис. 1).

Кроме выполнения присущих верхнему компрессионному кольцу функций, оно снимает нагар. При движении поршня вверх на такте выпуска верхний торец кольца снимает со стенки цилиндра остатки продуктов горения топливовоздушной смеси и масла (копоть, сажу и пр.). Часть этих продуктов выбрасывается в камеру сгорания и затем с выхлопными газами в атмосферу, а часть под давлением попадает в гарантированный зазор между верхней полкой поршневой канавки и верхним торцом кольца и далее в придонную полость поршневой канавки. Из рис. 1 видно, что угол наклона верхнего торца способствует этому процессу, ускоряя образование нагара на свободных поверхностях компрессионного кольца и поршневой канавки и дальнейшее их закоксовывание. Причем этот процесс начинается при запуске нового двигателя и сопровождает его работу в течение всего срока эксплуатации с нарастающим отрицательным эффектом.

По мере изнашивания рабочей поверхности кольцо смещается к стенке цилиндра. Смещение кольца с прямоугольным профилем никак не сказывается на изменении гарантированного термодинамического зазора между верхней полкой поршневой канавки и верхним торцом кольца. Смещение кольца с двойной трапецией вдвое увеличивает этот архиважный термодинамический зазор, который должен быть минимально необходимым. Последствия очевидны, и разработчики должны сделать свои выводы.

Следующее, на что необходимо обратить внимание конструкторам, — это покрытия, применяемые для рабочих поверхностей компрессионных колец. Гальванические операции никогда не были простыми и дешевыми, поэтому при выборе покрытий необходимо тщательно взвесить все за и против, имея в виду, что производитель — сторона заинтересованная.

Для современных поршневых колец используют гальванические покрытия двух видов: мягкое и твердое. Мягкое покрытие (широко распространенное ранее лужение) предотвращает задиры колец и предназначается для более "мягкой" и надежной приработки колец по гильзе цилиндра. Твердое покрытие должно уменьшать изнашивание колец и увеличивать срок их службы.

В последние годы лужение заменяют более дорогими покрытиями. Например, ОАО "Костромской завод МОТОРДЕТАЛЬ" — ведущее предприятие по производству деталей ЦПГ для автомобилей и тракторов в России и СНГ, изготовляет комплекты поршневых колец с хромированными рабочими поверхностями. Рекламируя свои изделия, изготовители ссылаются на технологии ведущих мировых производителей и среди партнеров завода называют, например, международный концерн Federal Mogul. ГОСТ 621—87 хотя не определяет конкретные материалы для покрытий, тем не менее указывает на их существование, оговаривая, например, параметр шероховатости Ra "...для рабочих поверхностей с твердым износостойким покрытием...".

Анализ работы ЦПГ показал, что целесообразность применения твердых покрытий для рабочих поверхностей компрессионных колец не очевидна по некоторым вполне объективным причинам.

При проектировании любой конструкции разработчик должен предусмотреть в ней "слабое" звено, которое в процессе эксплуатации можно заменить более простым и, возможно, более дешевым. В ЦПГ таким звеном является компрессионное кольцо. Учитывая активное воздействие компрессионных колец на гильзу цилиндра, повышать их режущие свойства, т. е. увеличивать износ цилиндра, как говорят, "себе дороже". Кроме того, твердое покрытие существенно увеличивает срок приработки кольца по гильзе цилиндра, сохраняя отрицательное влияние погрешности формы кольца, полученное при его изготовлении, на качество уплотнения в течение длительного срока эксплуатации двигателя.

Следует отметить, что в некоторых двигателях на рабочие поверхности верхних и нижних компрессионных колец наносят разные покрытия. В двигателе КамАЗ рабочую поверхность верхнего кольца покрывают молибденом, а нижнего — хромом. В двигателях ЗМЗ (Заволжский моторный завод) рабочая поверхность верхнего кольца хромируется, а нижнего — покрывается оловом. В работе [4] повышенный износ компрессионных колец и гильзы цилиндра объясняется тем, что кольцо, теряя упругие свойства, становится режущим инструментом — круглым шабером, который пришабривает поверхность цилиндра при движении. Кольцо с твердым покрытием рабочей поверхности интенсифицирует процесс резания — изнашивание стенки цилиндра, придавая ему соответствующую форму и размеры на конкретном отрезке хода. Другое кольцо — без покрытия, с мягким или даже с таким же покрытием, но при давлении в поршневой канавке, равном 50 % от давления в первой канавке [8], должно следовать по "чужому" отверстию, так как силы трения (резания) в первой канавке в 2 раза больше, чем во второй. Все кольца без исключения имеют погрешность формы [1], поэтому возникают дополнительные зазоры между их рабочей поверхностью и стенкой цилиндра, снижающие эффективность уплотнения. Можно привести следующий факт. С целью повышения маслосъемных свойств второго кольца концерн Federal Mogul — партнер ОАО "КамАЗ", в своих последних рекомендациях предлагает отказаться от применения износостойкого покрытия, изменить форму сечения с односторонней трапеции на прямоугольную, что совпадает с мнением автора.

Но все вышеизложенные предложения не могут кардинально решить проблему уплотнения между поршнем и цилиндром, если продолжать рассчитывать компрессионные кольца без учета газодинамических процессов, протекающих в верхней части поршня [1—4, 9].

Далее рассмотрим вопросы, связанные с размерами колец. При проектировании компрессионного кольца конструктор задает один из основных его размеров — наружный диаметр, который соответствует диаметру ци-

линдра. Определив необходимые усилия прижатия рабочей поверхности кольца к стенке цилиндра, он рассчитывает внутренний диаметр исходя из упругих свойств материала и высоты кольца. Но, к сожалению, в этом случае конструктору предлагается воспользоваться все теми же рекомендациями.

В работе [7, с. 417] сделан совсем неочевидный вывод: "Раньше кольца выполнялись в осевом направлении сравнительно высокими, так как считалось, что качество уплотнения улучшается с увеличением высоты кольца. В действительности это предположение при точном выполнении колец не оправдывается. Поэтому в настоящее время, когда оборотность двигателей постоянно повышается, имеется тенденция к применению низких колец". Правда, на с. 418 отмечаются существенные недостатки низких колец: "Тем не менее, поршни гоночных машин часто снабжаются крайне низкими кольцами, высотой всего в 1 мм". Но ничего не говорится о том, что гонка проходит при сверхвысоких частотах вращения коленчатого вала, а после каждой гонки двигатель подвергается капитальному ремонту. Относительно выбора высоты кольца дается рекомендация: "Обыкновенно отношение h/a не должно быть ниже 0,5—0,45" (здесь h — высота кольца, a — радиальная толщина кольца).

Заметим, что в отечественных двигателях ВАЗ верхнее кольцо имеет высоту 1,5 мм, нижнее — 2 мм (при радиальной толщине $a = 3$ мм), в двигателях ЗМЗ — высота колец 2 мм (при $a = 4$ мм), в двигателях КамАЗ — 3,43 мм (при $a = 5$ мм). Следовательно, в отечественных ДВС в данном случае стараются придерживаться указаний ГОСТа, который, например, для диаметров цилиндра 92 и 130 мм предлагает использовать кольца одной и той же высоты.

Высота компрессионного кольца должна быть не рекомендованной, а только расчетной [3], так как газодинамические процессы, протекающие в верхней части поршня, сводят на нет все расчеты конструкторов. Этот очень важный вывод нашел отражение в патенте [9]: "Современные рабочие кольца, как правило, имеют высоту кольца меньше, чем его толщину (толщина — это разница внешнего и внутреннего диаметров кольца) в 1,5÷2,0 раза, поэтому площадь верхнего торца компрессионного кольца больше его внутренней вертикальной поверхности.

Следовательно, сила, действующая на верхний торец кольца по оси поршня, больше радиальной силы, прижимающей кольцо к стенке цилиндра. Причем разница этих сил, в десятки и сотни раз превышающая силу собственной упругости кольца, блокирует радиальную силу и силу собственной упругости кольца, лишая кольцо упругости и подвижности относительно поршня. Компрессионное кольцо теряет свои функции, становится неработоспособным, уподобляясь конструктивному элементу поршня на самых ответственных тактах рабочего цикла двигателя.

Причем эта закономерность существует при любом избыточном давлении в поршневой канавке" (конец цитаты).

Автор полагает, что данные исследования определили одну из основных причин низкого КПД двигателя. Приведенная цитата свидетельствует о том, что практически на всех используемых в отечественной и зарубежной практике ДВС (а также поршневых компрессорах) компрессионные кольца просто не работают! Положение в какой-то степени улучшается благодаря применению новых дорогостоящих синтетических масел и специальных присадок, снижающих трение колец о стенку цилиндра и, что важно в данной ситуации, очень частой их замене, что заметно влияет на экономичность эксплуатации транспорта.

Чтобы избежать всего этого, автор предлагает простое решение — определять высоту компрессионных колец по разработанной формуле [9]. Согласно проведенным расчетам высота компрессионных колец всегда должна немного превышать их радиальную толщину. Так, высота компрессионных колец для двигателей с диаметром цилиндра 76 мм должна составлять: ВАЗ — 3,128 мм; ЗМЗ — 4,19 мм; КамАЗ — 5,227 мм.

При исследовании влияния газодинамических процессов на работу компрессионных колец возник вопрос о целесообразности назначения рекомендуемых в технической литературе зазоров между кольцом и поршнем и зазора в замке кольца в неоправданно широких диапазонах, что также имеет свои последствия. Рекомендуемый зазор между дном поршневой канавки и внутренней вертикальной поверхностью кольца [10], равный 0,7÷0,95 мм, создает необоснованно большую полость, которая через гарантированный зазор между нижней полкой поршневой канавки и нижним торцом кольца заполняется маслом, снимаемым этим торцом при движении поршня вниз.

Прорывающиеся через зазоры в придонную полость поршневой канавки высокотемпературные (порядка 3000 °С) рабочие газы сжигают попавшее туда масло. Сажа, образующаяся на поверхностях кольца и поршневой канавки, при высокой температуре и давлении коксуется, компрессионное кольцо теряет свою под-

вижность и, как следствие, работоспособность. Как и при "неудачной" форме кольца, это приводит к заклиниванию поршня и поломке двигателя. Причем чем больше полость между дном поршневой канавки и кольцом, тем сильнее закоксовывание и тем активнее уменьшается ресурс двигателя. В наибольшей степени этот процесс характерен для любых дизелей.

Трудно понять логику разработчиков, если сравнить максимально допустимый зазор 0,45 мм в замке компрессионного кольца двигателя ВАЗ (диаметр цилиндра 76 мм) с минимальным, но тоже допустимым зазором 0,40 мм в замке компрессионного кольца двигателя КамАЗ (диаметр цилиндра 120 мм). Конструкторам известно, что до 70 % всех утечек происходит через замки поршневых колец [11]. Причем в результате износа компрессионных колец зазор в замке увеличивается до таких значений, при которых продолжать эксплуатацию двигателя становится экономически нецелесообразно и экологически недопустимо. Необходим капитальный ремонт двигателя.

Кроме того, большой диапазон размеров зазора в замке компрессионных колец вызывает газодинамический дисбаланс двигателя, его повышенную вибрацию, что особенно характерно для двухрядных двигателей. Например, в одном ряду двигателя КамАЗ находится цилиндр с поршнем, в котором установлено компрессионное кольцо с допустимым зазором в замке 0,4 мм, в другом ряду — с допустимым зазором 0,65 мм. При различных газодинамических потерях в этих цилиндрах производится разная работа, которая сопровождается динамическими нагрузками, приводящими к вибрациям со всеми вытекающими отсюда отрицательными последствиями. В этом случае разработчик должен не только уменьшить отклонения на выполнение размера зазора, но и минимизировать его с учетом термодинамических изменений формы и размеров поршня и цилиндра. Судя по проведенному анализу, в отечественных двигателях это пока не делается.

Для подтверждения сделанных выводов на базе НТЦ ОАО "КамАЗ" были проведены стендовые испытания восьмицилиндрового двигателя КаМАЗ 740.37-440 (к сожалению, турбодизеля).

В пробном эксперименте была проверена работоспособность пары компрессионных колец новой конструкции с общей расчетной высотой 5,227 мм, установленных в одну нижнюю поршневую канавку. Для этого пришлось привести в соответствие нижние поршневые канавки. Были проведены испытания на задиры и горячую обкатку двигателя в течение 90 ч по используемой в НТЦ программе-методике 740.37-39020 ПМ. В качестве экспериментальных использовали прямоугольные компрессионные кольца (причем только нижние, без твердых покрытий рабочей поверхности) тракторных двигателей с диаметром цилиндра 120 мм. Пробные испытания подтвердили работоспособность пары экспериментальных колец, установленных в одну поршневую канавку, и показали равномерную приработку по всему диаметру рабочей поверхности, что стало косвенным доказательством сохранения их упругих свойств. Следующие испытания проводили при полном оснащении поршней экспериментальными кольцами плюс закладные ступенчатые кольца [9] в верхних канавках. Необходимая в таких случаях дополнительная регулировка топливной аппаратуры не допускалась. Испытания проводили по той же методике при наработке 100 ч.

Исходя из задачи испытаний — установления превосходства новых конструкций поршневых уплотнений над прототипами, необходимо было исследовать простой ДВС без наддува, так как наддув только мешал бы объективности и чистоте эксперимента. Как и предполагалось, использование новых поршневых уплотнений и создание дополнительного давления свежего заряда воздуха на впуске в цилиндр взаимно исключают друг друга. Применение качественного уплотнения значительно повысило коэффициент α избытка воздуха, а это, в свою очередь, отрицательно сказалось на основных характеристиках двигателя. Кроме того, потеря новыми кольцами "скоблящих" свойств, сопровождающих работу серийных колец, сказалась на повышении расхода масла на угар и, соответственно, на экологических характеристиках.

Тем не менее, испытания показали, что на малых частотах вращения, когда незаметно или мало заметно влияние турбонаддува на процессы сгорания топлива, картина совсем иная: один из основных показателей эффективности двигателя — удельный расход топлива, заметно меньше, чем на рабочих частотах вращения. И это еще не все. Очевидно, что исключение утечек сжимаемого воздуха и рабочей смеси или сведение их к минимуму открывают новые возможности всех видов и типов ДВС, что особенно важно для средних, мощных и сверхмощных дизелей и силовых дизельных установок, которые в силу своего назначения часто и продолжительно используют режимы холостого хода. Очень важно снизить удельный расход топлива на режимах холостого хода, но не менее важно уменьшить

частоту вращения коленчатого вала на холостом ходу. Это не только снизит расход топлива, но и существенно повысит ресурс двигателя, а следовательно, улучшится состояние окружающей среды.

Существующие поршневые уплотнения ограничивают нижний предел частоты вращения коленчатого вала и для больших, и для малых двигателей значениями 900÷1000 $м^{-1}$. При малых частотах двигатели просто глохнут ввиду больших газодинамических потерь, механических потерь на трение и снижения рабочего давления в камере сгорания ниже критического значения.

Теоретически идеальное уплотнение между поршнем и цилиндром позволяет осуществляться рабочим процессам в камере сгорания при любых частотах вращения, так как обеспечивает критическое давление, соответствующее термодинамическим расчетам.

В течение всего испытания поршневое уплотнение показало равномерную прирабатываемость компрессионных колец по гильзе цилиндра и повышенную компрессию. Почему авторы обращают внимание на прирабатываемость рабочей поверхности по гильзе цилиндра? Наши кольца, как и должно быть, — скользящие, и не их задача выполнять еще и функцию маслосъемных колец (хотя этим были вынуждены заняться). В практике же двигателестроения применяются "скоблящие" компрессионные кольца. Применяя компрессионные кольца "с ускоренной уплотняющей способностью", так называемые торсионные поршневые кольца, разработчики специально рассчитывают форму колец, используя их свойство "скручивания" [7]. Поэтому кольца работают как режущий инструмент (круглый шабер), снимая вместе с маслом стружку со стенки цилиндра и одновременно изнашивая свои острые кромки. Переход верхнего и нижнего торцов кольца к рабочей поверхности у работавших колец происходит по радиусу. В отличие от прототипа у экспериментальных колец кромки остаются острыми, что свидетельствует о сохранении положения компрессионного кольца в поршневой канавке в результате действия радиальной силы при сохранении им своих упругих свойств.

Чтобы проверить достоверность сделанных выводов, был реализован простой эксперимент на двигателе ВАЗ 21061 с диаметром цилиндра 76 мм (разработка автора). В двигателе были установлены экспериментальные поршни, поршневые канавки под компрессионные кольца в которых были расточены в расчетный размер 3,128 мм вместо 1,5 мм (верхняя канавка) и 2 мм (нижняя канавка). Так как соответствующих по высоте компрессионных колец пока не существует, использовали стандартное верхнее кольцо высотой 1,5 мм и нижнее кольцо, перешлифованное из стандартного кольца (высотой 2 мм) в размер 1,628 мм. При расточке поршневых канавок под дополнительные кольца зазоры были минимизированы по принятой методике [13].

Испытания показали очень хороший результат. До модернизации максимальное давление в одном из цилиндров составляло 1,02 МПа. Как оказалось при последующей разборке двигателя, износ компрессионных колец (при пробеге автомобиля 95 540 км) был несущественным, но показательным. Радиальная толщина обоих колец осталась неизменной, а высота верхнего наиболее нагруженного кольца уменьшилась на 0,044÷0,046 мм, а нижнего — на 0,028÷0,036 мм. Это еще раз подтвердило выводы, сделанные ранее для двигателей ЗМЗ [5].

Рис. 2. Зависимость расхода топлива от скорости движения

При сборке двигателя после установки экспериментальных поршней положение клапанов не менялось, так как герметичность их контакта с седлами при проверке была в пределах нормы.

Компрессия в цилиндрах с экспериментальными поршнями была стабильной — в каждом цилиндре 1,14 МПа, т. е. на 0,12 МПа больше, чем в прототипе. Очевидно, что и "мягкий", и даже обычный наддув для двигателей КамАЗ становится нецелесообразным (совпадение, но у КамАЗа наддув составляет 0,12 МПа).

Повышение давления в камере сгорания двигателя ВАЗ 21061 предопределило дополнительное регулирование процесса горения (момент зажигания, качество и количество топливовоздушной смеси).

Дорожные испытания двигателя ВАЗ 21061 при пробеге 5000 км показали хорошую его приемистость, возросшую мощность, стабильность работы, уменьшенный расход топлива. При скорости 60 км/ч (частота вращения коленчатого вала 2000 $мин^{-1}$) расход топлива составил 6,9 л на 100 км. Возросшая мощность двигателя потребовала замены четырехступенчатой коробки передач на пятиступенчатую. Это положительно сказалось на работе двигателя: снизился и изменился характер расхода топлива (рис. 2); частота вращения коленчатого вала стала больше соответствовать скорости движе-

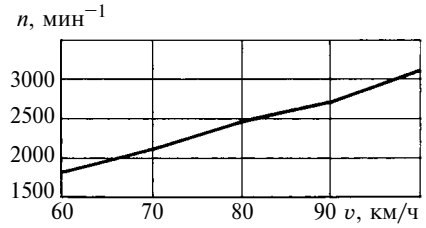


Рис. 3. Зависимость скорости движения от частоты вращения коленчатого вала

ния (рис. 3). Возросла приемистость двигателя, он стал более "отзывчивым" на изменения режимов, езда стала комфортнее.

Для большей эффективности поршневого уплотнения его можно несколько усложнить, применяя различные экспандеры [11], закладные ступенчатые или конические кольца, или, как в данном случае, дополнительное уплотнительное кольцо [12]. Но это значительно проще и целесообразнее, чем использование сложной в производстве и эксплуатации системы турбонаддува. Чтобы исключить возникновение детонации при применении новых уплотнений, можно перейти на топливо с более высоким октановым числом. В этом случае форсирование двигателя может происходить не за счет усложнения конструкции двигателя и увеличения частоты вращения коленчатого вала, а наоборот, за счет ее упрощения.

Как было отмечено, основная утечка рабочих газов происходит через зазор в замках компрессионных колец, который в данном случае перекрывается установкой двух колец, повернутых замками относительно друг друга на 180°. При этом резко снижается действие высокотемпературных рабочих газов на моторное масло, физико-химические свойства которого сохраняются более длительное время, увеличивая сроки его замены. Для двигателей легковых машин, особенно иномарок, сроки замены моторного масла рекомендуется выдерживать при пробеге от 5 000 до 10 000÷15 000 км, со всеми вытекающими отсюда экономическими последствиями. К ним относятся: вынужденный простой транспорта; человеческие и финансовые ресурсы; утилизация и переработка отработавшего масла; загрязнение окружающей среды и т. д.

Новые поршневые уплотнения гарантируют существенное увеличение ресурса моторного масла и сроков его замены, но при условии эффективной работы маслосъемного кольца либо иной конструкции, его заменяющей. С целью снижения расхода масла на угар и уменьшения вредных выхлопных газов в настоящее время патентуется компрессионное кольцо с маслосъемными функциями, принципиально отличающееся от применяемых колец.

Проведенные испытания позволили сделать очень важный вывод для разработчиков ДВС: эффективное уплотнение между поршнем и цилиндром исключает создание дополнительного давления свежего заряда воздуха на впуске в цилиндры.

Отвечая на вопрос в заглавии статьи, а также исходя из технических и экономических соображений, можно сказать, что турбонаддув, используемый как компенсатор газодинамических потерь, теряет свою актуальность. Другие выводы специалисты сделают сами, ознакомившись с проведенными исследованиями, но ясно одно — потенциальные возможности ДВС далеко не исчерпаны и у них хорошая перспектива дальнейшего развития.

P. S. Хотелось бы дать совет студентам и молодым специалистам. Научно-техническая литература не Библия и не Коран, которым неукоснительно следуют, совершенствуя свою духовную и общественную жизнь, а лишь некий опыт предшествующих поколений и современных авторов, сам требующий дальнейшего развития и совершенствования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гуреев В. М., Дружинин А. М., Гельманов Р. Р.** Нагарообразование и ресурс ДВС // Вестник машиностроения. 2009. № 1. С. 29—31.

2. **Дружинин А. М.** Новые решения проблемы "поршень—поршневые кольца—цилиндр ДВС" // Автомобильная промышленность. 2004. № 8. С. 17—20.

3. **Дружинин А. М.** О высоте компрессионных колец, "насосном" эффекте и утечках газов. // Автомобильная промышленность. 2006. № 11. С. 9—11.

4. **Дружинин А. М.** Как сделать двигатели лучше? // Вестник машиностроения. 2004. № 8. С. 87—89.

5. **Влияние** газодинамических процессов на КПД и ресурс двигателя / Ю. Ф. Гортышов, В. М. Гуреев, А. М. Дружинин, М. А. Законов // Вестник машиностроения. 2008. № 6. С. 14—17.

6. **ГОСТ 621—87.** Кольца поршневых двигателей внутреннего сгорания. М.: Изд-во стандартов, 1989. 34 с.

7. **Энглиш К.** Поршневые кольца: Пер. с немецкого. Т. 1. Теория, изготовление, конструкция и расчет. М.: Машгиз, 1962. 584 с.

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

9. **Пат. 2341 671 С2 Рос. Федерации:** Поршневое уплотнение для двигателя внутреннего сгорания.

10. **Орлин А. С.** Двигатели внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1984.

11. **Трение** и теплопередача в поршневых кольцах двигателя внутреннего сгорания / Под ред. Р. М. Петриченко. Л.: ЛГТУ, 1990.

12. **Пат 2425999 Рос. Федерации:** МПК F02F5/00: Цилиндро-поршневая группа двигателя внутреннего сгорания.

13. **Пат. 2361105 Рос. Федерации:** МПК F02F5/00: Поршневое уплотнение для двигателя внутреннего сгорания.

УДК 669.295.001

А. И. ХОРЕВ, д-р техн. наук (ФГУП "ВИАМ"), e-mail: drdee@bk.ru

Результаты фундаментальных и прикладных работ по титановым сплавам и перспективы их развития

Изложены основные результаты по созданию титановых сплавов, применяемых в авиационной, ракетной и космической технике, а также технология их производства.

Ключевые слова: титановые сплавы, комплексное легирование, текстурное упрочнение, композиционные материалы.

In the paper the basic results of creation of titanium alloys, being used in aircraft, rocket, and space technology, and also the technology of their production are presented.

Keywords: titanium alloys, complex alloying, texture hardening, composite materials.

Титановые сплавы широко применяются в авиационной, космической и ракетной технике, в машиностроении для изготовления различных емкостей, оболочек, обшивки, шпангоутов, лонжеронов, балок и других деталей и узлов. Высокая прочность и небольшая удельная масса, широкий температурный интервал применения титановых сплавов позволяют значительно снизить массу конструкций и повысить их надежность. Например, бронежилеты и спортивный инвентарь из сплава ВТ23 и других конструкционных титановых сплавов отличаются легкостью и высокой надежностью. Применение композиционных материалов при создании многих конструкций невозможно без титановых сплавов (ВТ23, ВТ23М, ВТ43), используемых для изготовления закладных элементов. Титановые сплавы находят широкое применение в морском судостроении и авиации для обшивки корпусов благодаря их высокой коррозионной стойкости. Титан применяется также в химической промышленности, приборостроении и медицине.

Современная авиация немыслима без новых перспективных технологий и материалов, в частности титановых сплавов. В настоящее время разработаны конструкционные и специальные титановые сплавы различной прочности. Серийно производятся полуфабрикаты всех видов, которые металлургическая промышленность России поставляет в большей степени на внешний рынок. Можно констатировать, что титановая металлургия в России не утратила своих позиций и готова обеспечить титановыми сплавами современные технические разработки. Это основано на результатах исследований конструкционных и специальных титановых сплавов.

Отечественные конструкционные и специальные титановые сплавы имеют более высокие эксплуатационные характеристики, чем зарубежные. Контракты, заключенные с фирмой "Боинг" по конструкционным титановым сплавам: высокопрочному ($\alpha + \beta$)-сплаву ВТ23 и высокотемпературному (до 600 °С) псевдо α-сплаву ВТ38, а также с фирмой "Эрбас Индастри" по сплаву ВТ23, подтверждают большой интерес к российским разработкам.

В статье приведены основные результаты фундаментальных и прикладных работ [1—8], опубликованных за последние семь лет:

разработаны теории комплексного легирования титановых сплавов, легирования присадочных материалов для сварки титановых сплавов, микролегирования титановых сплавов редкоземельными металлами;

созданы высокопрочные свариваемые титановые сплавы универсального применения (ВТ23, ВТ23Л, ВТ23К, ВТ23М, ВТ43, ВТ19, ВТ19-1);

разработаны процессы термической (ТО) и термомеханической (ТМО) обработки конструкционных и специальных титановых сплавов и способы их осуществления, а также процессы низкотемпературной (НТМО) и высокотемпературной (ВТМО) термомеханических обработок, обеспечивающих повышение конструкционной прочности и трещиностойкости на 20÷30 %;

создана теория текстурного упрочнения конструкций (шаровых баллонов, цилиндрических оболочек и емкостей) из титановых сплавов, работающих в условиях двухосного растяжения;

разработаны перспективные композиционные материалы на основе титана (ВТ23, ВТ23М, ВТ14, ВТ16, ВТ6, ВТ6ч, ВТ6с) с внешним армированием и слоистые композиционные материалы, малочувствительные к поверхностным дефектам;

созданы новые прогрессивные технологические процессы производства монолитных и сварных конструкций из титановых сплавов.

Применение вышеперечисленных сплавов и процессов позволяет снизить массу конструкций на 20÷30 %, повысить их ресурс в 3÷5 раз и эксплуатационную надежность на 25÷35 %, снизить стоимость на 15÷20. Экономические показатели — стоимость сплавов, коэффициент использования металла, энергоемкость, трудоемкость и др., также

важны для широкого использования титановых сплавов в перспективных конструкциях.

Титановые ($\alpha + \beta$)-сплавы ВТ23, ВТ23М и новый ($\alpha + \beta$)-сплав ВТ43 (4÷6,3 % Al, 1,5÷2,5 % Mo, 4÷5 % V, 0,8÷1,2 % Cr, 0,4÷0,8 % Fe, 0,8÷1,5 % Nb, 0,8÷1,5 % Zr, 0,001÷0,4 % Cu, Ti) — конструкционные сплавы высокой и сверхвысокой прочности, предназначенные для изготовления перспективных конструкций авиационной, ракетной и космической техники. Из ($\alpha + \beta$)-сплавов универсального применения можно изготовлять различные полуфабрикаты. Отечественные ($\alpha + \beta$)-сплавы подходят для всех видов сварки при изготовлении монолитных конструкций.

По сравнению с высокопрочными зарубежными β-сплавами ($\alpha + \beta$)-сплавы ВТ23, ВТ23М, ВТ43 содержат меньше дорогостоящих и дефицитных легирующих элементов, поэтому они дешевле и менее энергоемки. Механические и эксплуатационные характеристики основного материала ($\alpha + \beta$)-сплавов (особенно сварных соединений), включая трещиностойкость, значительно выше зарубежных β-сплавов. Это объясняется высокой температурой (920 °С) полиморфного превращения сплавов ВТ23, ВТ23М, ВТ43, поэтому при охлаждении формируются полиэдры α-фазы достаточно больших размеров, способные максимально изменять направление трещины и приводить к ее ветвлению. Для достижения высокой трещиностойкости ($\alpha + \beta$)-сплавов после β-деформаций окончательная деформация в ($\alpha + \beta$)-области должна составлять не более 25÷40 %, чтобы при достижении прерывистости и извилистости границ первичных β-зерен размер α-частиц внутри зерна уменьшался незначительно и сохранялась их способность изменять направление развития трещины и ее ветвление.

По сравнению с отечественными ($\alpha + \beta$)-сплавами ВТ23, ВТ23М и ВТ43 температура полиморфного превращения известных зарубежных β-сплавов на 60÷150 °С ниже, поэтому при более низкой температуре в них образуются фазовые составляющие меньшей величины. Такие мелкодисперсные составляющие не способны изменять направление развития трещины и ее ветвление. Это приводит к уменьшению энергии разрушения и, соответственно, показателей трещиностойкости β-сплавов.

Изготовление современных сварных термически упрочненных конструкций из β-сплавов титана практически невозможно (сварной шов после термического упрочнения малопластичен), поэтому на самолетах фирмы "Боинг" сварные конструкции не применяют. В термически упрочняемых конструкциях из β-сплавов необходимо предусмотреть утолщения в зоне шва, компенсирующие снижение прочности при отжиге шва. Однако такие утолщения приводят к увеличению массы, что является сложнейшей задачей для большинства ответственных конструкций.

Обеспечение высокой трещиностойкости — главная задача. Установлено, что метастабильные структурно-фазовые состояния, особенно присутствующие в ($\alpha + \beta$)-сплавах с механически нестабильными фазами, повышают эксплуатационные характеристики материалов, особенно их трещиностойкость. Распад механически нестабильных фаз при экстремальных нагрузках сопровождается релаксацией напряжений в вершине развивающейся трещины. Это объясняет высокую трещиностойкость сплавов, например в ($\alpha + \beta$)-сплаве ВТ23, после проведения ВТМО. Поэтому работы, направленные на создание специальных режимов ТО и ТМО, обеспечивающих получение регламентированных нестабильных состояний сплавов, весьма перспективны. Исследования показали, что наряду с повышением эксплуатационных показателей можно в 2÷3 раза уменьшить расход электроэнергии и снизить трудоемкость ТО, что убедительно показано при проведении ВТМО. Все режимы ТО устанавливали из условия достижения стабильных состояний. Если уменьшить время выдержки при температуре отжига и закалки в 2÷3 раза, то можно создать неравновесное состояние и снизить расход электроэнергии.

Был выполнен следующий эксперимент. Наряду с ВТМО и старением, закалкой и старением (упрочняющая ТО — УТО) была проведена следующая обработка: ВТМО плюс закалка с временем выдержки при температуре закалки в 3 раза меньшим, чем указано в инструкции по термообработке, плюс старение (предварительная ТО — ПТМО). После проведения ПТМО получены более высокие механические свойства, чем после УТО, но несколько ниже, чем после ВТМО. Данный пример показывает возможность сокращения времени выдержки при температуре закалки.

Одна из важнейших проблем современного металловедения — повышение механических свойств дорогостоящих титановых сплавов и сохранение их стабильности. При расчете конструкций превышение нижнего уровня прочности сплава нежелательно, так как это приводит к снижению эксплуатационных характеристик. Решение данной проблемы — повышение стабильности механических свойств сплавов и конструкций из них, требует следующего:

создания на основе комплексного легирования современных титановых сплавов для универсального применения;

разработки прогрессивных технологических процессов изготовления полуфабрикатов на основе ТМО;

создания эффективных режимов ТО и ТМО, обеспечивающих улучшение макро-, микро- и субструктуры (при особой положительной роли наноразмерных единичных однородно распределенных дислокаций и нанокластеров в виде объединений нескольких атомов однородных или разнородных элементов);

формирования заданной кристаллографической текстуры при обработке сплавов давлением, повышающей механические свойства в направлении действия максимальных напряжений в конструкции;

разработки термомеханических параметров при изготовлении листов с требуемой текстурой и технических условий для серийной поставки;

создания современных конструкций, обеспечивающих рациональное применение различных видов и типов полуфабрикатов из универсального сплава;

уменьшения диапазона легирования (например, в сплаве ВТ23М — вместо дополнительного легирования использован эффект уменьшения диапазона и дисперсии легирования). Такой подход привлекателен для инновационных проектов.

Разработанные титановые сплавы нашли применение в новейшей авиационной, ракетной и космической технике, например: в маневренном самолете пятого поколения Т50; гражданском самолете "Сухой — Super Jet 100"; ракетах "Тополь М" и "Булава"; системе "ГЛОНАСС".

Опубликованные результаты фундаментальных и прикладных работ (более 70 статей и патентов за последние 7 лет), материалы международных конференций (Ti — 2005 и Ti — 2011), и авиасалонов (в т. ч. "МАКС—2011") показывают, что позиции титановых сплавов как перспективных конструкционных и специальных сплавов укрепляется с каждым годом. Этому в значительной степени способствуют проводимые в рамках научной школы "Реальное металловедение и эффективное применение титановых сплавов" работы по перспективным направлениям: усложнение комплексного легирования; многофакторное упрочнение при доминирующем влиянии твердорастворного и дисперсионного упрочнения и ограниченном влиянии интерметаллидного упрочнения; создание сплавов с предельным упрочнением α- и β-твердых растворов и многофазовым упрочнением, в том числе при наличии фаз переменного химического состава; новые методы УТО с высокоскоростной и градиентной закалкой перед старением; создание новых процессов ТМО и термопластической обработки и изготовление полуфабрикатов с заданными текстурой, механическими свойствами и характеристиками разрушения; создание титановых сплавов повышенной прочности, жаропрочности и жаростойкости и пониженной окисляемости при ТО, а также легированных редкоземельным модифицирующим элементом гадолинием (ВТ23-1, ВТ23М-1, ВТ43-1, ВТ19-2 и др.); создание метастабильных состояний, обеспечивающих повышение эксплуатационных характеристик сплавов путем специальных режимов ТО и ТМО; развитие теоретических основ и решение практических задач при создании композиционных материалов и конструкций с матрицей из листов высокопрочных и высокотемпературных сплавов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Хорев А. И.** Создание теории комплексного легирования и разработка титанового сплава ВТ23 универсального применения // Вестник машиностроения. 2006. № 9. С. 40—46.

2. **Хорев А. И.** Основы создания слоистых композиционных материалов из титановых сплавов // Вестник машиностроения. 2008. № 5. С. 32—36.

3. **Хорев А. И.** Теоретические и практические основы получения сверхпрочных титановых сплавов // Вестник машиностроения. 2009. № 9. С. 22—29.

4. **Хорев А. И.** Повышение конструкционной прочности термически и термомеханически упрочняемых титановых сплавов // Вестник машиностроения. 2010. № 5. С. 26—34.

5. **Хорев А. И.** Теория легирования и термической обработки конструкционных (α + β)-титановых сплавов высокой и сверхвысокой прочности // Вестник машиностроения. 2010. № 7. С. 32—39.

6. **Хорев А. И.** Теория легирования и термической обработки конструкционных β-сплавов титана высокой прочности // Вестник машиностроения. 2010. № 8. С. 43—50.

7. **Хорев А. И.** Фундаментальные исследования легирования титановых сплавов редкоземельными металлами // Вестник машиностроения. 2011. № 11. С. 54—61.

8. **Хорев А. И.** Фундаментальные и прикладные работы по термической и термомеханической обработке титановых сплавов // Вестник машиностроения. 2011. № 12. С. 66—71.

9. **Хорев А. И.** Комплексное легирование и термомеханическая обработка титановых сплавов. М.: Машиностроение, 1979. 228 с.

10. **Хорев А. И.** Современные методы повышения конструкционной прочности титановых сплавов. М.: Воениздат, 1979. 256 с.

Цикл статей "Новый метод решения сложных вариационных задач обработки давлением"

УДК 621.73

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: mt13@bmstu.ru

Примеры определения параметров прошивки*

Представлены примеры определения основных параметров процесса прошивки, выполнено сопоставление результатов расчетов и экспериментальных данных, подтвердившее точность разработанной теории прошивки.

Ключевые слова: вариационная задача, формоизменение, ковка, прошивка, эксперимент.

The examples of definition of basic parameters of the broaching process are presented. It was stated that calculation results are in good agreement with experimental data, what confirms the accuracy of developed broaching theory.

Keywords: variational problem, forming, forging, broaching, experiment.

Представленная в работах [1÷4] теория прошивки дает взаимосвязанные объяснение и математическое описание 22 закономерностей процесса, указанных в работе [1, с. 74, 75]. Но теория, имеющая прикладное значение, помимо логической стройности должна обеспечивать и высокую точность практических расчетов. Поэтому в данной статье проведена детальная проверка полученных расчетных формул.

Пример 1. Обезжиренная свинцовая заготовка диаметром $2R_0 = 20$ мм и высотой $H_0 = 40$ мм прошита пуансоном диаметром 20 мм до толщины дна $h_д = 5{,}75$ мм [5, с. 101, рис. 82-1]. При прошивке нижний торец заготовки остался плоским. Высота заготовки после прошивки $H_э = 17{,}4$ мм, наибольший диаметр $2R_э = 38$ мм. Требуется рассчитать формоизменение заготовки и сравнить теоретические результаты с экспериментальными.

Решение. Делением на радиус пуансона, равный 10 мм, переводим натуральные геометрические размеры в относительные: $R_0 = 1$; $H_0 = 4$; $h_д = 0{,}575$; $H_э = 1{,}74$; $R_э = 1{,}9$; $H_э/H_0 = 0{,}435$. По формуле (5) из работы [1] находим начальную удельную силу возможной осадки $q_{о.н} = 1{,}063$. Так как $H_0 > 0{,}7$, по формуле (18) из работы [3] для $R = R_0 = 1$ находим удельную силу начала прошивки $q_п = 1{,}870$. Поскольку $q_{о.н} < q_п$, процесс начнется со стадии осадки заготовки, поэтому дальнейший расчет выполняем по приведенному в работе [1, с. 77] алгоритму. Сначала принимаем большой шаг расчета (интервал изменения радиуса R) $\Delta R = 0{,}1$. Результаты расчета приведены в табл. 1. На последнем шаге расчета получено $q_о > q_п$.

Уточним расчет, выбрав меньший шаг $\Delta R = 0{,}01$. Поскольку наиболее близкие значения $q_о$ и $q_п$ получены при $R = 1{,}4$, будем вести расчет от этого значения в обратном направлении (табл. 2).

Так как равенство $q_о = q_п$ наиболее точно выполняется при $R = 1{,}38$, то в соответствии с рис. 4 работы [3, с. 71] принимаем, что в момент окончания стадии осадки и начала стадии прошивки заготовка имеет размеры $R_{0п} = 1{,}38$ и $H_{0п} = 2{,}1$. Ввиду наличия осадки в соответствии с рекомендацией работы [3] образование вогнутости в дальнейшем расчете не учитываем. Расчет на стадии прошивки с уменьшением высоты ведем по алгоритму из работы [3, с. 71], используя формулы (36)÷(45) этой работы. Так как конечная толщина дна $h_д < 0{,}7$, определяем расчетную величину рабочего хода по формуле (36): $s = 2{,}1 - 0{,}7 = 1{,}4$. С учетом условия (38) выбираем для примера число этапов расчета $n = 3$ и по формуле (37) определяем прира-

Таблица 1

Расчетные параметры к примеру 1 при $\Delta R = 0{,}01$

R	H	$q_о$	$q_п$
1,1	3,306	1,311	1,975
1,2	2,778	1,596	2,071
1,3	2,367	1,922	2,159
1,4	2,041	2,296	2,240

Таблица 2

Расчетные параметры к примеру 1 при $\Delta R = 0{,}001$

R	H	$q_о$	$q_п$
1,39	2,070	2,256	2,232
1,38	2,100	2,217	2,224
1,37	2,131	2,179	2,216

* Продолжение цикла. Начало — см. "Вестник машиностроения" № 1—4 за 2012 г., окончание — № 6 за 2012 г.

щение рабочего хода $\Delta s = 0{,}467$. По формуле (39) определяем начальную высоту $h_0 = 1{,}4$. Далее ведем расчеты по формулам (40)÷(45). При $i = 1$ принимаем $R_0 = R_{0п} = 1{,}38$, $H_0 = H_{0п} = 2{,}1$. Результаты расчета приведены в табл. 3. При $i = 2$ принимаем $h_1 = 0{,}933$, $R_1 = 1{,}503$, $H_1 = 1{,}881$. Повторяем расчет. При $i = 3$ принимаем $h_2 = 0{,}466$, $R_2 = 1{,}645$, $H_2 = 1{,}727$ и завершаем данный этап вычислений.

В результате находим, что в момент начала стесненной прошивки заготовка имела $R_д = 1{,}805$ и $H = 1{,}647$. Так как $R = 1{,}859 < 2{,}12$, то стадия прошивки с увеличением высоты заготовки будет отсутствовать. Это означает, что при прошивке нижний торец заготовки останется плоским, что совпадает с экспериментальными данными. При этом на стадии стесненной прошивки изменения высоты H не происходит, т. е. окончательно $H = 1{,}647$, а расхождение с экспериментальной величиной составляет $\delta = 5{,}6$ %. По формуле (51) из работы [3] находим окончательное значение наибольшего радиуса $R = 1{,}859$, т. е. $\delta = 2{,}2$ %. При этом отношение высоты заготовки к начальной высоте $H/H_0 = 0{,}412$, т. е. расхождение с $H_э/H_0$ составляет $\delta = 5{,}6$ %.

Пример 2. Обезжиренная свинцовая заготовка диаметром $2R_0 = 240$ мм и высотой $H_0 = 40$ мм прошита пуансоном диаметром 20 мм до толщины дна $h_д = 5{,}75$ мм [5, с. 101, рис. 82-3]. При прошивке на нижнем торце заготовки образовалось углубление. Высота заготовки после прошивки $H_э = 36{,}5$ мм, наибольший диаметр $2R_э = 51{,}2$ мм. Требуется рассчитать формоизменение заготовки и сравнить теоретические результаты с экспериментальными.

Решение. Делим на радиус пуансона, равный 10 мм, переводим натуральные геометрические размеры в относительные: $R_0 = 2$; $H_0 = 4$; $h_д = 0{,}575$; $H_э = 3{,}65$; $R_э = 2{,}56$; $H/H_0 = 0{,}913$. По формуле (5) из работы [1] находим начальную удельную силу возможной осадки $q_{о.н} = 4{,}500$. Так как $H_0 > 0{,}7$, по формуле (18) из работы [3] для $R = R_0 = 2$ находим удельную силу начала прошивки $q_п = 2{,}632$. Поскольку $q_{о.н} > q_п$, перед прошивкой не будет осадки. С учетом этого по формуле из работы [2, с. 64] находим глубину образующейся в начале прошивки вогнутости: $h_{вог} = 0{,}386$. В соответствии с рис. 5 и формулами (52)÷(53) из работы [3] находим, что в момент окончания образования вогнутости и начала стадии прошивки заготовка имеет размеры $H_{0п} = 3{,}614$ и $R_{0п} = 2{,}024$. Расчет на стадии прошивки с уменьшением высоты ведем по алгоритму из работы [3, с. 70]. Так как конечная толщина дна $h_д < 0{,}7$, определяем расчетную величину рабочего хода по формуле (36): $s = 3{,}614 - 0{,}7 = 2{,}914$. С учетом условия (38) выбираем для примера число этапов расчета $n = 5$ и по формуле (37) определяем приращение рабочего хода $\Delta s = 0{,}583$. По формуле (39) определяем начальную высоту $h_0 = 2{,}914$. Далее ведем расчеты по формулам (40)÷(45). При $i = 1$ принимаем $R_0 = R_{0п} = 2{,}024$; $H_0 = H_{0п} = 3{,}614$. Результаты расчета приведены в табл. 4.

При $i = 2$ принимаем $h_1 = 2{,}331$; $R_1 = 2{,}128$; $H_1 = 3{,}335$. Повторяем расчет. Далее действуем аналогично. В результате находим, что при $h_д = 0{,}7$, т. е. в момент начала стесненной прошивки заготовка имела $R_д = 2{,}648$ и $H = 2{,}739$. Так как в процессе расчета можно было пропустить начало возможной стадии прошивки с увеличением высоты, то проводим проверку по формуле (10) из работы [4]: $h_{д.н} = 0{,}45 \cdot 2{,}648 - 0{,}25 = 0{,}942$. Это означает, что еще до достижения текущей толщины дна $h_д = 0{,}7$ началась стадия прошивки с увеличением высоты. Следовательно, на нижнем торце заготовки образуется поднятие (что совпадает с результатом эксперимента) и расчеты надо уточнить. При $i = 4$ $h_д = 0{,}7 + \Delta s = 0{,}7 + 0{,}583 = 1{,}283$. Сравнив это значение с $h_{д.н} = 0{,}942$, видим, что стадия прошивки с увеличением высоты началась между этапами расчета $i = 4$ и $i = 5$. Поэтому уточним расчет после этапа $i = 4$, приняв $h_4 = 0{,}582$, $R_4 = 2{,}503$, $H_4 = 2{,}801$.

Для уточнения следует задать малое приращение рабочего хода Δs и продолжить расчеты по формулам (40)÷(45) с одновременным вычислением $h_д = h_{дi-1} - \Delta s$ до момента, когда при очередном значении R_i по формуле (10) из работы [4] получится значение $h_{д.н} = h_д$. Но в рассматриваемом примере будем считать достаточным уточнение с одним этапом расчета, т. е. примем $\Delta s = h_д - h_{д.н} = 1{,}283 - 0{,}942 = 0{,}341$. В результате получим: $a_5 = 2{,}654$; $b_5 = 0{,}198$; $\Delta h_5 = 0{,}038$; $H_5 = 2{,}763$; $R_5 = 2{,}588$. При этом значении R_5 по формуле (10)

Таблица 3

Расчетные параметры к примеру 1

i	a_i	b_i	Δh_i	H_i	R_i	h_i
1	1,600	0,654	0,219	1,881	1,503	0,933
2	1,490	0,436	0,154	1,727	1,645	0,466
3	1,413	0,218	0,079	1,647	1,805	0,000

Таблица 4

Расчетные параметры к примеру 2

i	a_i	b_i	Δh_i	H_i	R_i	h_i
1	3,182	1,699	0,279	3,335	2,128	2,331
2	3,043	1,359	0,232	3,103	2,243	1,748
3	2,927	1,019	0,180	2,923	2,368	1,165
4	2,837	0,679	0,122	2,801	2,503	0,582
5	2,776	0,339	0,062	2,739	2,648	0,000

из работы [4] получим $h_{д.н} = 0{,}915$, т. е. имеет место некоторая неточность, которой пренебрежем. Итак, считаем, что при толщине дна $h_{д.н} = 0{,}942$ начнется стадия прошивки с увеличением высоты заготовки. В этот момент заготовка имеет параметры: $R = 2{,}588$, $H = 2{,}763$. Радиус R при прошивке с увеличением высоты уже не изменится, сравнив его с экспериментальным значением, получим расхождение $\delta = 1{,}1$ %. Так как стадия с увеличением высоты началась при $h_д > 0{,}7$, то по выражению (11) из работы [4] находим $r_{xн} = 1{,}06 + 0{,}72 \cdot 0{,}942 = 1{,}738$. Поскольку $h_{д.к} = 0{,}575 < 0{,}7$, то по формуле (8) из работы [4] находим $r_{xк} = 1 + 0{,}81 \cdot 0{,}575 = 1{,}466$ и по равенству (13) определяем $r_{xср} = 1{,}602$. Затем по формуле (14) из работы [4] находим $h_{ут} = 0{,}234$ и по выражению (15) вычисляем окончательную высоту заготовки $H = 2{,}763 + 0{,}386 + 0{,}234 = 3{,}383$. Сравнив это значение с экспериментальным, находим расхождение $\delta = 7{,}9$ %. Вычисляем относительное уменьшение высоты $H_э/H_0 = 0{,}846$ и находим расхождение с $H_э/H_0$: $\delta = 7{,}9$ %.

При необходимости построения формы нижнего торца прошитой заготовки по формуле (16) из работы [4] находим: $r_п = (2 + 1)/2 = 1{,}5$. Так как $r_п < 1{,}564$, то принимаем $r_п = 1{,}564$. Поскольку $r_{xн} > r_п$, а $r_{xк} < r_п$, форма дна поковки соответствует рис. 3, *в* из работы [4]. По формуле (18) из работы [4] находим $h_п = 0{,}7$ и по выражению (19) определяем $r_{п.ср} = 1{,}651$. Далее по формулам (20), (21) находим $h_{под} = 0{,}140$ и $h_{выс} = 0{,}094$.

Рассмотренные примеры приведены для детального пояснения техники вычислений по выведенным формулам. Однако со значительно большей эффективностью и точностью расчеты формоизменения при прошивке выполняются с помощью приведенной ниже программы на языке BASIC, которая автоматически определяет стадии прошивки и выполняет все расчеты методом последовательных приближений с высокоточным шагом $\Delta = 0{,}001$.

```
1. DIM Z(1000),R2(1000),H5(1000),S1(8000),
H(8000),R(8000),H1(8000)
2. INPUT "Ro=";R0
3. INPUT "ro=";R4
4. INPUT "Ho=";H0
5. INPUT "hд=";HD
6. N=R4^2
7. M=1-N
8. M1=1-3*N
9. L=0
10. IF R4>0 THEN L=LOG(R4)
11. H=SQR((M1*M-4*N^2*L)/(2*(1+R4)*M))
12. IF R4=0 THEN H=0.7
13. HD1=HD
14. IF HD<0.7 THEN HD1=0.7
15. R00=R0
16. H00=H0
17. RN=R0
18. HN=H0
19. T=(1.8-SQR(R0))*(1-R4^3)
20. IF R0>=2.25 THEN T=0.3*(1-R4^3)
21. Q=1.1*(1+LOG(R0)+0.275*N*(1+2*L/M)+
(1/(4*H*M^2))*(M1*M-4*N^2*L) + H/(2*(1-R4)))
22. IF R4=0 THEN Q=1.1*(1.7+LOG(R0))
23. T0=T
24. Q1=R0^2*(1+0.25*R0/H0)
25. IF Q<=Q1 THEN 42
26. FOR J=1 TO 1000
27. T=0
28. R2(J)=R0+0.001*J
29. H5(J)=H0*R0^2/R2(J)^2
30. RN=R2(J)
31. HN=H5(J)
32. IF HN<=HD THEN T=0
33. IF HN<=HD THEN 100
34. Z=1.1*(1+LOG(RN)+0.275*N*(1+2*L/M)+
(1/(4*H*M^2))*(M1*M-4*N^2*L)+(H/(2*(1-R4)))
35. IF R4=0 THEN Z=1.1*(1.7+LOG(RN))
36. Z1=RN^2*(1+0.25*RN/HN)
37. Z(J)=Z-Z1
38. IF Z(J)<=0 THEN 40
39. NEXT J
40. H0=HN
41. R0=RN
42. H0=H0-T
43. IF H0<=HD THEN HN=HN
44. IF H0<=HD THEN RN=SQR(RN^2+M*
(1-HD/HN))
45. IF H0<=HD THEN 104
46. IF T>0 THEN R0=SQR(RN^2+M*T/H00)
47. H(0)=H0
48. R(0)=R0
49. H1(0)=H0-0.7
50. S=0.001
51. FOR I=1 TO 8000
52. H3=H0-S*I
53. X=R(I-1)^2
54. A=0.5*(X*0.7/M+H1(I-1)+S)
55. B=H1(I-1)*S
56. S1(I)=A-SQR(A^2-B)
57. H(I)=H(I-1)-S1(I)
58. R(I)=SQR(X+M*(S-S1(I))/0.7)
59. RN=R(I)
60. HN=H(I)
61. Q=1.1*(1+LOG(RN)+0.275*N*(1+2*L/M)+
(1/(4*H*M^2))*(M1*M-4*N^2*L)+H/(2*(1-R4)))
62. IF R4=0 THEN Q=1.1*(1.7+LOG(RN))
63. RX=1.06+0.72*H3
```

```
64. V=RX^2
65. Q1=1.1*(1.53+0.55*LOG(V+1)+(0.35+RX*
(H3-0.7))/(V-1))
66. IF Q1<=Q THEN 83
67. H1(I)=H1(I-1)-S
68. IF HD<0.7 THEN 70
69. IF H3<=HD THEN 100
70. IF H3<=0.7 THEN 72
71. NEXT I
72. FOR K=1 TO 4000
73. H7=H3-0.001*K
74. IF H7<=HD THEN 100
75. R=SQR(RN^2+M*LOG(0.7/H7))
76. Q=1.1*(1+LOG(R)+0.275*N*(1+2*L/M)+
(1/(4*H7*M^2))*(M1*M-4*N^2*L)+H7/(2*(1-R4)))
77. IF R4=0 THEN Q = 1.1*(1+LOG(R)+0.25/H7+
+H7/2)
78. RX=1+0.81*H7
79. V=RX^2
80. Q1=1.1*(1.2+0.55*LOG(V+1)+0.5*H7/(V-1)+
0.25/H7
81. IF Q1<Q THEN 83
82. NEXT K
83. RX1=1+0.81*HD
84. IF HD>=0.7 THEN RX1=1.06+0.72*HD
85. RX2=0.5*(RX+RX1)
86. HY=(H3-HD)/(RX2^2-1)
87. IF HY<0 THEN HY=0
88. RV=0.5*(R00+1)
89. IF RV<1.564 THEN RV=1.564
90. IF RX<=RV THEN 98
91. HV=(RV-1.06)/0.72
92. RX3=0.5*(RX+RV)
93. HY1=(H3-HV)/(RX3^2-1)
94. HY2=HY-HY1
95. IF RX1>=RV THEN HY2=0
96. IF RX1>=RV THEN HY1=HY
97. GOTO 100
98. HY2=HY
99. HY1=0
100. IF H2>0 THEN 103
101. HN=HN+HY+T
102. GOTO 104
103. HN=HN+T+HY1
104. H1=HN/H00
105. IF HY2=0 THEN RX=0
106. IF HY2=0 THEN RX1=0
107. PRINT " "
108. IF R>0 THEN RN=R
109. HC=HN-HD
110. HS=(2-2.1/R00)*(R4/(1.35-R4))*(H00-HD)*
HN/H00
111. PRINT USING "hвог=#.### hпод=#.###
rп=#.### hвыс=#.### rхн=#.### rхк=#.###";
T0,HY1,RV,HY2,RX,RX1
112. PRINT " "
113. PRINT USING "H=#.### H/Ho=#.###
R=#.### hc=#.### hст=#.###;HB,H1,RN,HC,HS
114. PRINT " "
115. END
```

Комментарии к программе. Ввод r_0 и вывод $h_{ст}$ относятся к расчету прошивки полым прошивнем, который будет рассмотрен в следующей статье. При расчете прошивки сплошным прошивнем в переходе 3 водится $r_0 = 0$ или просто нажимается клавиша "Enter". Получаемая информация (R_0, r_0, H_0, $h_д$, $h_{вог}$, $h_{под}$, $r_п$, $h_{выс}$, $r_{хн}$, $r_{хк}$, H, H/H_0, R, $h_с$, $h_{ст}$) позволяет построить геометрию прошитой заготовки.

С помощью приведенной программы выполнена проверка разработанной теории прошивки. В том числе уточнены и результаты рассмотренных выше примеров. В табл. 5 представлены результаты сравнения расчета формоизменения прошитой заготовки с экспериментальными данными (взяты с рис. 80—82 работы [5]). Экспериментальные данные получены при прошивке обезжиренных свинцовых заготовок пуансоном диаметром 20 мм. Все заготовки имели одинаковую начальную высоту 40 мм. Исходные диаметры заготовок: 20, 30, 40, 60, 90, 120 мм. Конечная толщина дна большинства заготовок была равна 5,75 мм. Формоизменение образца с исходным диаметром 40 мм исследовали детально. Е. И. Семеновым были получены промежуточные образцы с толщинами дна 29,6; 17,75; 6,4 мм.

Таблица 5

Сравнение результатов расчета формоизменения прошитой заготовки с экспериментальными данными при H_0 = 4

R_0	$h_д$	$h_{вог}$	$h_{под}$	$h_{выс}$	H	H/H_0	$H_э/H_0$	δ, %	R	$R_э$	δ, %
1,0	0,575	—	0,000	0,000	1,710	0,428	0,43	0,6	1,885	1,90	0,8
1,5	0,575	0,575	0,025	0,096	3,177	0,794	0,81	2,0	2,210	2,16	2,2
2,0	2,960	0,386	0,000	0,000	3,699	0,925	0,92	0,5	2,145	2,13	0,7
2,0	1,775	0,386	0,000	0,000	3,326	0,831	0,85	2,2	2,400	2,40	0,0
2,0	0,640	0,386	0,130	0,043	3,389	0,847	0,87	2,7	2,612	2,56	2,0
2,0	0,575	0,386	0,130	0,094	3,441	0,860	0,91	5,8	2,612	2,56	2,0
3,0	0,575	0,300	0,000	0,364	3,891	0,973	1,01	3,8	3,438	3,28	4,6
4,5	0,575	0,300	0,000	0,475	4,254	1,063	1,09	2,5	4,752	4,65	2,1
6,0	0,575	0,300	0,000	0,523	4,421	1,105	1,11	0,4	6,136	6,06	1,2

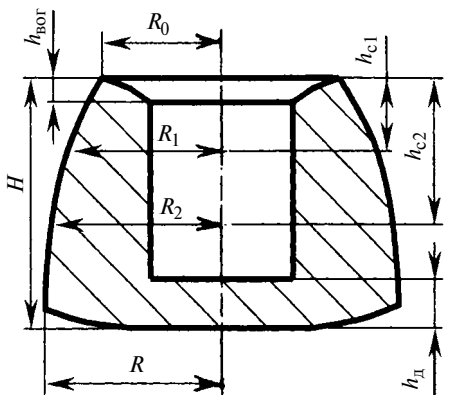


Рис. 1. Параметры, определяющие форму и размеры стенки прошитой заготовки

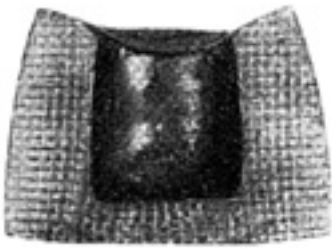


Рис. 2. Прошитый свинцовый образец (H_0 = 4, R_0 = 2, $h_д$ = 0,64)

При R_0 = 6 теоретическое значение высоты выступа $h_{выс}$ = 0,523. В экспериментах Е. И. Семенова высота выступа равнялась 5 мм, т. е. $h_{высэ}$ = 0,5. Таким образом, по данному параметру расхождение δ = 4,4 %.

Разработанная теория позволяет определить реальную форму (геометрические параметры) прошитой заготовки. Для этого следует выбрать несколько промежуточных значений толщины дна и для каждого из них найти высоту стенки и ее наружный радиус, который в пределах $h_д$ будет постоянным. Последующее построение (рис. 1), ведется на основе высоты H стенки, а не толщины $h_д$ дна, поскольку положение рассматриваемого поперечного сечения относительно опорной поверхности в процессе прошивки будет меняться, а стенка после выхода из очага пластической деформации меняться уже не будет. Форму и размеры нижнего торца определяют в соответствии с рис. 3 работы [4].

Пример 3. Требуется определить форму и размеры прошитой заготовки с параметрами, указанными на рис. 2 [взят из работы 5, с. 99, рис. 81, *г*], и сравнить полученные результаты с экспериментальными. Реальная прошивка осуществлялась пуансоном радиусом 10 мм.

Решение. Расчет ведем с помощью приведенной выше компьютерной программы. Для указанных на рис. 2 параметров находим: $h_{вог}$ = 0,386; $h_{под}$ = 0,130; $r_п$ = 1,564; $h_{выс}$ = 0,043; $r_{хк}$ = 1,518; H = 3,389; R = 2,612; $h_с$ = 2,749. Для двух промежуточных значений толщины дна находим: $h_{с1}$ = 1,026, R_1 = 2,239 при $h_{д1}$ = 2,5 и $h_{с2}$ = 1,775, R_2 = 2,466 при $h_{д2}$ = 1,5. Строим форму прошитой заготовки согласно рис. 1. Для перехода к натуральным величинам умножаем найденные относительные значения на радиус пуансона, равный 10 мм. Форму нижнего торца строим в соответствии с рис. 3, *в* работы [4]. Так как величины $r_п$ и $r_{хк}$ очень близки, а высота $h_{выс}$ — мала, то в данном случае построенный выступ не будет иметь выраженной формы, а визуально будет являться продолжением поднятия. Поэтому для построения использованы суммарное значение $h_{под}$ + $h_{выс}$ = 0,173 и конечный радиус $r_{хк}$ = 1,518. Результаты построения и экспериментальные данные (в скобках) приведены на рис. 3.

Пример 4. Требуется определить форму и размеры прошитой заготовки с параметрами: R_0 = 1; H_0 = 4; $h_д$ = 0,575 [5, с. 101, рис. 82-1], и сравнить полученные результаты с экспериментальными. Реальная прошивка осуществлялась пуансоном радиусом 10 мм.

Решение. С помощью приведенной выше компьютерной программы получим: $h_{вог}$ = 0,8; $h_{под}$ = 0; $h_{выс}$ = 0; H = 1,710; R = 1,885; $h_с$ = 1,135. Для двух промежуточных значений толщины дна находим: $h_{с1}$ = 0,342, R_1 = 1,550 при $h_{д1}$ = 1,5; $h_{с2}$ = 0,729, R_2 = 1,729 при $h_{д2}$ = 1,0. Строим форму прошитой заготовки согласно рис. 1. Для перехода к натуральным величинам умножаем найденные относительные значения на радиус пуансона, равный 10 мм. Результаты построения и экспериментальные данные (в скобках) приведены на рис. 4.

В табл. 6 представлены расчетные значения удельной силы квазистационарной стадии прошив-

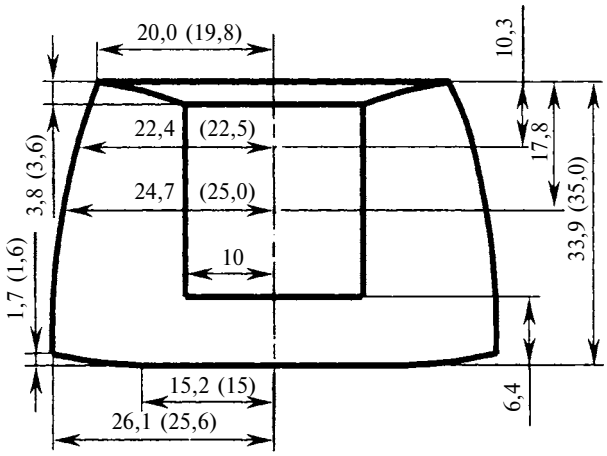


Рис. 3. Расчетные и экспериментальные (в скобках) параметры прошитой заготовки (пример 3)

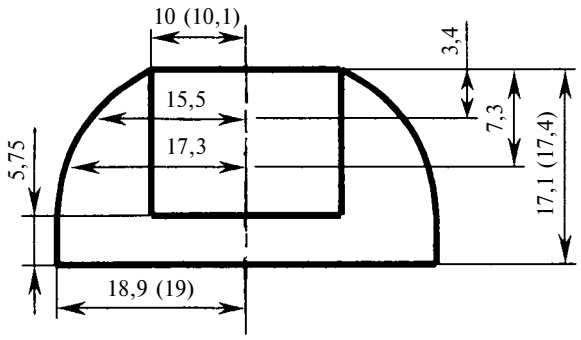


Рис. 4. Расчетные и экспериментальные (в скобках) параметры прошитой заготовки (пример 4)

ки и экспериментальные данные, взятые из работы [5, рис. 82] (этот рисунок приведен в работе [1, рис. 4]). Относительные экспериментальные значения удельных сил получены делением зафиксированных сил на площадь пуансона (314 мм^2) и указанное в работе [5] напряжение текучести свинца (18 МПа). Для расчета использована формула (18) из работы [3], в которую подставляли $R = R_0$.

Пример 5. В экспериментах, приведенных в работе [5], получено, что при прошивке заготовки с $R_0 = 1$ квазистационарная стадия отсутствует, и кривая изменения удельной силы имеет вид, показанный в работе [1, с. 74, рис, 4]. Начальное значение относительной удельной силы составило 1,03, а конечное при $h_д = 0{,}575$ составило 2,35. Требуется найти соответствующие теоретические значения и сравнить их с экспериментальными.

Решение. В примере 1 установлено, что деформация данной заготовки начнется с процесса осадки, для которого получено $q_{о.н} = 1{,}063$. Это значение отличается от экспериментального на 3,1 %. В том же примере установлено, что деформация данной заготовки закончится стадией стесненной прошивки с увеличением высоты при $R = 1{,}859$. Поэтому по формуле (16) из работы [3] находим $q_{п.к} = 2{,}577$, что отличается от экспериментального значения на 8,8 %. Ввиду того, что выполнить расчет формоизменения прошиваемой заготовки, из которого взято значение $R = 1{,}859$, не всегда желательно, проверим возможность определения конечной силы наиболее простым способом, рассчитав среднее значение конечного радиуса по формуле

$$R = \sqrt{R_0^2 + 1 - \frac{h_д}{H_0}}, \qquad (1)$$

полученной из условия постоянства объема с допущением неизменности исходной высоты заготовки. Подставив в формулу (1) $H_0 = 4$ и $h_д = 0{,}575$, найдем $R = 1{,}362$, после чего по формуле (16) из работы [3] получим $q_{п.к} = 2{,}234$, которое отличается от экспериментального значения на 5,3 %.

Как показано в работе [4], удельная сила на стадии прошивки с увеличением высоты не зависит от наружного радиуса прошиваемой заготовки. В соответствии с табл. 5 эта стадия при $h_д = 0{,}575$ имела место у всех образцов, кроме образца с $R_0 = 1$, поскольку только при наличии этой стадии $h_{под}$ или $h_{выс} \neq 0$. При этом сила окончания прошивки у всех образцов должна быть одинаковой. На рис. 82 работы [5] имеет место небольшой разброс значений этой силы, объясняемый известной нестабильностью напряжения текучести свинца. Поэтому сравним с расчетным значением среднюю относительную удельную силу окончания прошивки, равную 3,0. Поскольку в момент окончания прошивки $h_д = 0{,}575 < 0{,}7$, по формуле (8) из работы [4] вычисляем $r_x = 1{,}466$, после чего по формуле (7) находим $q_р = 2{,}768$, которое отличается от экспериментального значения на 8,4 %.

На той же стадии при $R_0 = 4{,}5$ и $R_0 = 6$ наблюдается эффект падения силы [1, рис. 4] с установленным экспериментально минимальным значением $q_р = 2{,}9$. При $h_{дmin} = 0{,}7$ по формуле (8) из работы [4] вычисляем $r_x = 1{,}567$, после чего по формуле (7) находим $q_{pmin} = 2{,}728$, которое отличается от экспериментального значения на 6,3 %.

В практических расчетах размеров прошитой заготовки до настоящего времени используют рекомендации Цшейле, которые позволяют определить отношение H/H_0 в зависимости от R_0 и отношение $h_д/H_0$. При этом считается, что результат определяется только перечисленными отношениями и не зависит от самой исходной высоты H_0 заготовки, т. е. считаем, что если две заготовки с одинаковым радиусом R_0 (одна с $H_0 = 4$, а другая с $H_0 = 2$) и прошить соответственно до $h_д = 1$ и $h_д = 0{,}5$, то, поскольку в обоих случаях $h_д/H_0 = 0{,}25$, и отношение H/H_0 конечной высоты к начальной также будет одинаковым. Разработанная теория показывает, что это неверно, т. е. при одинаковом отношении $h_д/H_0$, но разных значениях H_0 результаты будут различными. Из формулы (4) работы [1] видно, что у заготовки с большой высотой H_0 может иметь место стадия осадки, а у заготовки с тем же R_0, но меньшей высотой H_0, эта стадия может отсутствовать. В работе [2] получено, что высота H_0

Таблица 6

Сравнение результатов расчета относительной удельной силы квазистационарной стадии прошивки с экспериментальными данными

R_0	1,5	2,0	3,0	4,5	6,0
$q_п$	2,316	2,632	3,078	3,524	3,841
$q_{пэ}$	2,26	2,64	3,00	3,29	3,53
δ, %	2,4	0,3	2,5	6,6	8,1

влияет на величину вогнутости. Из работ [3, 4] следует, что при различной высоте H_0 длительность стадий прошивки с уменьшением и увеличением высоты также будет различной.

Анализ предельных величин показывает, что при уменьшении исходной высоты заготовки уменьшение высоты в процессе прошивки также станет меньше. У бесконечно тонкой заготовки с $H_0 = 0$ уменьшить высоту невозможно, т. е. независимо от R_0 отношение $H/H_0 = 1$.

Для проверки точности разработанной теории при значении $H_0 \neq 4$ была выполнена прошивка пуансоном диаметром 20 мм обезжиренных заготовок из свинца С00, имевших начальный диаметр 40 мм и высоту 30 мм, т. е. $R_0 = 2$ и $H_0 = 3$ [1, рис. 2]. Эти размеры, как и $h_1 = 0{,}45$, выбраны для полной сопоставимости с итоговым экспериментом Е. И. Семенова при $R_0 = 2$ и $H_0 = 4$, в котором $h_д = 0{,}575$. В обоих случаях $h_д/H_0 \approx 0{,}15$. Результаты расчета приведены в табл. 7. Во всех случаях $h_{вог} = 0{,}386$.

Таким образом, при $R_0 = 2$ и $h_д/H_0 = 0{,}15$ в случае $H_0 = 4$ экспериментально получено $H_э/H_0 = 0{,}910$, а в случае $H_0 = 3$ имеем $H_э/H_0 = 0{,}977$, что подтверждает выполненный анализ предельных величин, согласно которому начальная высота H_0 влияет на H/H_0. В связи с этим представляется целесообразным для повышения точности практических расчетов при $H_0 \neq 4$ вместо рекомендаций Цшейле использовать разработанную компьютерную программу.

Для детальной проверки разработанной теории проведена серия экспериментов по прошивке заготовок из свинца С00 при различных соотношениях геометрических параметров. Соответствующие сопоставления расчетных и опытных данных представлены в табл. 8, 9. В строках табл. 9 с одинаковыми начальными размерами значения, соответствующие разным величинам $h_д$, получены при измерении поэтапной деформации одной и той же заготовки. Образцы, соответствующие шести первым строкам табл. 8, показаны на рис. 16.22, 16.23 в книге [7]. Образцы, соответствующие трем последним строкам табл. 8, показаны на рис. 5, *а—в*, а образцы, соответствующие табл. 9, — на рис. 5, *г—е* (размеры всех образцов приведены в табл. 10).

Таблица 7

Сравнение результатов расчета формоизменения прошитой заготовки из свинца С00 с экспериментальными данными при $R_0 = 2$ и $H_0 = 3$ (диаметр пуансона 20 мм)

$h_д$	$h_{под}$	$h_{выс}$	H	$H_э$	H/H_0	$H_э/H_0$	δ, %	R	$R_э$	δ, %
2,00	0,000	0,000	2,790	2,73	0,930	0,910	2,1	2,169	2,19	0,9
1,50	0,000	0,000	2,674	2,68	0,891	0,893	0,2	2,293	2,29	0,1
1,00	0,000	0,000	2,612	2,59	0,871	0,863	0,9	2,425	2,35	3,1
0,65	0,095	0,036	2,735	2,78	0,912	0,927	1,7	2,465	2,44	1,0
0,45	0,095	0,214	2,913	2,93	0,971	0,977	0,6	2,465	2,44	1,0

Таблица 8

Сравнение результатов расчета формоизменения прошитых заготовок из свинца С00 с экспериментальными данными (диаметр пуансона 18 мм)

R_0	H_0	$h_д$	H	$H_э$	H/H_0	$H_э/H_0$	δ, %	R	$R_э$	δ, %
1,139	1,067	0,522	0,871	0,889	0,816	0,833	2,0	1,450	1,500	3,4
1,139	0,522	0,267	0,520	0,522	0,997	1,000	0,3	1,506	1,461	3,0
1,139	0,344	0,178	0,344	0,355	1,000	1,032	3,2	1,334	1,400	4,9
1,667	1,778	0,833	1,721	1,733	0,968	0,975	0,7	1,899	1,944	2,3
1,667	1,389	0,578	1,382	1,422	0,995	1,024	2,9	1,893	1,917	1,3
1,667	1,111	0,611	1,111	1,078	1,000	0,970	3,0	1,797	1,839	2,3
1,139	2,411	0,556	1,470	1,445	0,610	0,599	1,8	1,781	1,805	1,4
1,233	1,833	0,489	1,368	1,345	0,746	0,734	1,7	1,766	1,783	1,0
1,694	2,589	0,678	2,327	2,344	0,899	0,906	0,8	2,151	2,183	1,5

Таблица 9

Сравнение результатов расчета формоизменения прошитых заготовок из свинца С00 с экспериментальными данными (диаметр пуансона 10 мм)

R_0	H_0	$h_д$	H	$H_э$	H/H_0	$H_э/H_0$	δ, %	R	$R_э$	δ, %
2,04	3,02	0,10	3,465	3,46	1,147	1,146	0,1	2,502	2,490	0,5
2,04	3,48	1,90	3,059	3,14	0,879	0,902	2,6	2,323	2,340	0,7
2,04	3,48	0,46	3,239	3,30	0,931	0,948	1,9	2,572	2,570	0,1
3,23	1,68	0,10	2,545	2,60	1,515	1,548	2,2	3,287	3,380	2,8

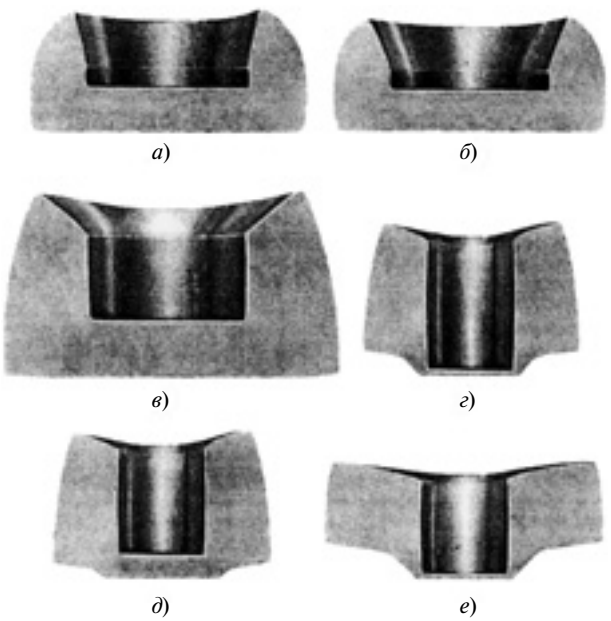


Рис. 5. Прошитые заготовки из свинца С00

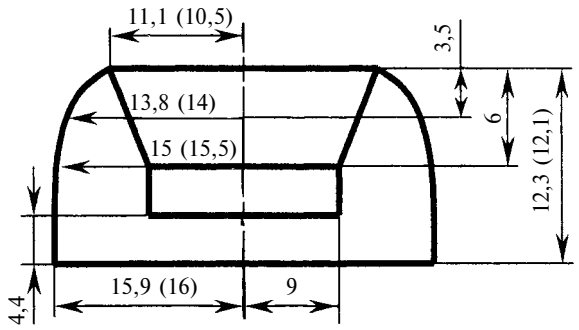


Рис. 6. Расчетные и экспериментальные (в скобках) параметры прошитой заготовки (пример 6)

В табл. 11 сопоставлены расчетные значения удельной силы квазистационарной стадии прошивки с экспериментальными данными. Для расчета использована формула (18) из работы [3], в которую подставляли $R = R_0$.

В табл. 12 сравнены расчетные значения удельной силы с экспериментальными данными на стадии прошивки с увеличением высоты, т. е. на стадии стесненной прошивки. Для расчета использовались формулы (7) и (8) из работы [4]. Начальный радиус R_0 указан для сведения.

Приведем примеры теоретического построения формы прошитой заготовки с боковой поверхностью, значительно отличающейся от конической, а также формы прошитой заготовки с ярко выраженным выступом на нижнем торце.

Пример 6. Требуется определить форму и размеры прошитой заготовки с $R_0 = 1{,}233$; $H_0 = 1{,}833$; $h_д = 0{,}489$ и сравнить полученные результаты с экспериментальными (см. рис. 5, *б*). Реальная прошивка осуществлялась пуансоном радиусом 9 мм.

Решение. С помощью приведенной компьютерной программы: $h_{вог} = 0{,}690$; $h_{под} = 0$; $H = 1{,}358$; $R = 1{,}766$; $h_с = 0{,}879$. Для двух промежуточных значений толщины дна находим: $h_{с1} = 0{,}391$, $R_1 = 1{,}537$ при $h_{д1} = 1{,}0$; $h_{с2} = 0{,}668$, $R_2 = 1{,}661$ при $h_{д2} = 0{,}7$. Строим форму прошитой заготовки в соответствии рис. 1. Для перехода к натуральным величинам умножаем найденные относительные значения на радиус пуансона (9 мм). Результаты построения и экспериментальные данные (в скобках) приведены на рис. 6. Так как $h_{с2} = 6$ мм почти совпадает с $h_{вог} = 6{,}2$ мм, высота вогнутости на рис. 6 не указана (для сравнения $h_{вог.э} = 6$ мм).

Пример 7. Требуется определить форму и размеры прошитой заготовки с $R_0 = 2$; $H_0 = 3$; $h_д = 0{,}45$ и сравнить полученные результаты с экспериментальными [1, рис. 2, *е*]. Реальная прошивка осуществлялась пуансоном радиусом 10 мм.

Решение. С помощью приведенной компьютерной программы получим: $h_{вог} = 0{,}386$; $h_{под} = 0{,}095$; $r_п = 1{,}564$; $h_{выс} = 0{,}214$; $r_{хк} = 1{,}365$; $H = 2{,}913$; $R = 2{,}465$; $h_с = 2{,}463$. Для двух промежу-

Таблица 10

Размеры прошитых заготовок, мм

Рисунок	D_0	H_0	d	D	H	$h_д$
5, *а*	20,5	21,7	18	32,5	13,0	5,0
5, *б*	22,2	16,5	18	32,1	12,1	4,4
5, *в*	30,5	23,3	18	39,3	21,1	6,1
5, *г*	20,4	15,1	10	24,9	17,3	0,5
5, *д*	20,4	17,4	10	25,7	16,5	2,3
5, *е*	32,3	8,4	10	33,8	13,0	0,5

Таблица 11

Сравнение результатов расчета относительной удельной силы квазистационарной стадии прошивки заготовок из свинца С00 с экспериментальными данными ($\sigma_э$ = 20 МПа)

d, мм	R_0	$q_п$	$P_э$, кН	$q_{пэ}$	δ, %
18	1,23	2,098	10,3	1,926	4,4
18	1,70	2,454	12,0	2,358	3,9
20	2,00	2,632	15,9	2,531	3,8
10	2,04	2,654	4,0	2,546	4,1
10	3,23	3,160	4,8	3,056	3,3

Таблица 12

Сравнение результатов расчета относительной удельной силы стесненной стадии прошивки заготовок из свинца С00 с экспериментальными данными (σ_s = 20 МПа)

d, мм	R_0	$h_д$	$r_х$	$q_р$	$P_э$, кН	$q_{рэ}$	δ, %
18	1,23	0,489	1,396	2,820	14,8	2,908	3,1
18	1,70	0,678	1,549	2,732	14,5	2,849	4,3
20	2,00	0,650	1,526	2,740	17,9	2,849	4,0
20	2,00	0,450	1,365	2,854	18,5	2,944	3,2
10	2,04	0,460	1,373	2,845	4,6	2,928	2,9
10	2,04	0,100	1,081	4,865	7,8	4,966	2,1
10	3,23	0,100	1,081	4,865	7,9	5,029	3,4

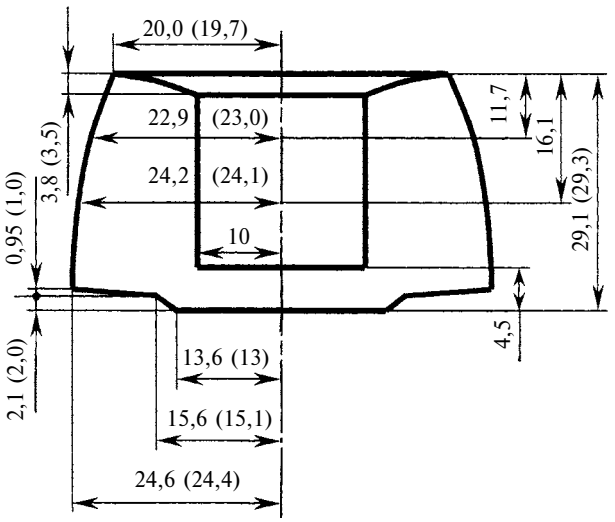


Рис. 7. Расчетные и экспериментальные (в скобках) параметры прошитой заготовки (пример 7)

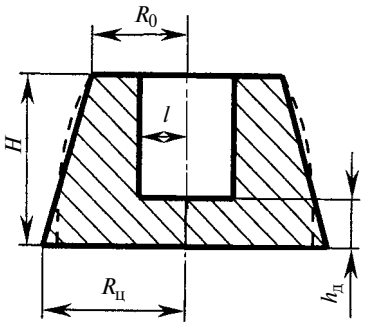


Рис. 8. Аппроксимация формы прошитой заготовки по Цшейле (реальная форма показана штриховыми линиями)

точных значений толщины дна находим: $h_{c1} = 1{,}174$, $R_1 = 2{,}293$ при $h_{д1} = 1{,}5$; $h_{c2} = 1{,}612$, $R_2 = 2{,}425$ при $h_2 = 1{,}0$. Строим форму прошитой заготовки в соответствии с рис. 1. Для перехода к натуральным величинам умножаем найденные относительные значения на радиус пуансона (10 мм). Форму нижнего торца строим по рис. 3, *в* из работы [4]. Результаты построения и экспериментальные данные (в скобках) приведены на рис. 7.

Как указано выше, для практических расчетов размеров прошитой заготовки используют рекомендации Цшейле, включающие опытные графики изменения высоты, подобные рис. 3 из работы [1] и построенные без учета выступа на нижнем торце заготовки, а также формулу для определения максимального наружного радиуса:

$$R_ц = \sqrt{1{,}5\left(R_0^2\frac{H_0}{H} + 1 - \frac{h_д}{H}\right) - 0{,}5R_0^2}. \qquad (2)$$

Автору не удалось найти описание получения формулы Цшейле, поэтому ниже приведена самостоятельная реконструкция.

Для получения данной формулы примем, что форма прошитой заготовки — усеченный конус без выступа на нижнем торце заготовки (рис. 8). Тогда из условия постоянства объема следует:

$$\pi R_0^2 H_0 = \frac{\pi}{3}(R_ц^2 + R_0R_ц + R_0^2)H - \pi(H - h_д),$$

откуда получим уравнение

$$R_ц^2 + R_0R_ц = 3R_0^2\frac{H_0}{H} + 3\left(1 - \frac{h_д}{H}\right) - R_0^2. \qquad (3)$$

Так как принятая аппроксимация формы с очевидностью завышает значение $R_ц$ по сравнению с максимальным радиусом реальной поковки, то для некоторого уменьшения $R_ц$ и упрощения решения Цшейле принял, что в левой части уравнения (3) $R_0 = R_ц$, в результате чего и получается формула (2).

Очевидно, что такой подход может дать удовлетворительную оценку габаритных параметров прошитой заготовки, но в отличие от разработанной нами теории не позволяет построить ее реальную форму.

В табл. 13÷19 сопоставлены теоретические результаты, полученные с помощью приведенной выше программы, с экспериментальными данными Цшейле, взятыми из табл. 17 работы [5] и рис. 164 работы [6], а также с расчетами по формуле (2) на основе этих данных. Для сравнения при наличии выступа проводили соответствующую корректировку расчетных значений высоты H. Например, при $H_0 = 4$; $R_0 = 2$; $h_д = 0{,}4$ ($h_д/H_0 = 0{,}1$) получается $H = 3{,}611$; $h_{выс} = 0{,}264$. После корректировки вычитанием высоты выступа получим: $H = 3{,}611 - 0{,}264 = 3{,}347$ и $H/H_0 = 0{,}837$.

Таблица 13

Сравнение теоретических и экспериментальных значений отношения высоты прошитой заготовки к первоначальной при $H_0 = 4$ и $R_0 = 1{,}1$

$h_д/H_0$	H/H_0	$H_э/H_0$	δ, %	R	$R_ц$	δ, %
0,8	0,800	0,80	0,0	1,230	1,290	4,9
0,6	0,607	0,65	7,0	1,416	1,517	7,2
0,4	0,518	0,54	4,2	1,625	1,773	9,2
0,2	0,481	0,46	4,4	1,889	2,047	8,3
0,1	0,481	0,47	2,2	2,065	2,107	2,0

Таблица 14

Сравнение теоретических и экспериментальных значений отношения высоты прошитой заготовки к первоначальной при $H_0 = 4$ и $R_0 = 1{,}25$

$h_д/H_0$	H/H_0	$H_э/H_0$	δ, %	R	$R_ц$	δ, %
0,8	0,799	0,83	3,8	1,398	1,448	3,6
0,6	0,674	0,70	3,8	1,566	1,668	6,5
0,4	0,595	0,60	0,9	1,771	1,904	7,5
0,2	0,562	0,55	2,1	2,023	2,106	4,1
0,1	0,561	0,57	1,6	2,189	2,137	2,4

В трех последних строках табл. 19 получено расхождение по высоте и радиусу порядка 6 %. Это, однако, не означает, что экспериментальные рекомендации Цшейле существенно точнее наших теоретических расчетов. Для наиболее близкого образца из работы [5] с $R_0 = 4{,}5$ и $H_0 = 4$ при $h_д/H_0 = 0{,}144$ получена общая высота заготовки 43,6 мм, а наибольший диаметр — 92,9 мм. Если из общей высоты вычесть высоту выступа $h_{выс} = 5$ мм, который не учитывал Цшейле, то получим 38,6 мм. В относительных величинах $H_э/H_0 = 0{,}965$, что значительно ближе к результату наших расчетов $H/H_0 = 0{,}957$, чем к полученному Цшейле отношению $H/H_0 = 0{,}9$. Кроме того, в относительных величинах $R_э = 4{,}65$, что отличается от указанного в табл. 5 теоретического значения $R = 4{,}752$ на 2,1 %. При расчете по формуле Цшейле (2) получаем, что $R = 4{,}990$, что отличается от экспериментального значения уже на 6,8 %.

При малых значениях R_0 вычисления по рекомендациям Цшейле также дают значительно большее расхождение с независимыми экспериментальными данными, чем наши теоретические расчеты. Например, для $R_0 = 1$ при $h_д/H_0 = 0{,}144$ (см. рис. 4) в табл. 5 получено $H/H_0 = 0{,}428$, что отличается от экспериментального значения $H_э/H_0 = 0{,}43$ на 0,6 %. А из рекомендаций Цшейле [6, с. 332, рис. 164] следует, что в этом случае $H/H_0 = 0{,}18$, что отличается от экспериментального значения на 139 %. При этом нами получено $R = 1{,}885$, что отличается от экспериментального значения $R_э = 1{,}9$ на 0,8 %, а по формуле Цшейле (2) получается $R = 2{,}852$, что отличается от экспериментального значения на 33,4 %.

Таблица 15

Сравнение теоретических и экспериментальных значений отношения высоты прошитой заготовки к первоначальной при $H_0 = 4$ и $R_0 = 1{,}4$

$h_д/H_0$	H/H_0	$H_э/H_0$	δ, %	R	$R_ц$	δ, %
0,8	0,852	0,86	1,0	1,540	1,595	3,6
0,6	0,745	0,78	4,7	1,705	1,771	3,9
0,4	0,673	0,68	1,1	1,907	1,990	4,4
0,2	0,643	0,65	1,1	2,147	2,140	0,3
0,1	0,646	0,67	3,6	2,172	2,164	0,4

Таблица 16

Сравнение теоретических и экспериментальных значений отношения высоты прошитой заготовки к первоначальной при $H_0 = 4$ и $R_0 = 1{,}6$

$h_д/H_0$	H/H_0	$H_э/H_0$	δ, %	R	$R_ц$	δ, %
0,8	0,962	0,91	5,4	1,690	1,767	4,6
0,6	0,864	0,83	4,0	1,855	1,940	4,6
0,4	0,799	0,77	3,6	2,052	2,104	2,6
0,2	0,772	0,73	5,5	2,281	2,252	1,3
0,1	0,784	0,77	1,8	2,288	2,239	2,2

Таблица 17

Сравнение теоретических и экспериментальных значений отношения высоты прошитой заготовки к первоначальной при $H_0 = 4$ и $R_0 = 2{,}0$

$h_д/H_0$	H/H_0	$H_э/H_0$	δ, %	R	$R_ц$	δ, %
0,8	0,951	0,93	2,2	2,099	2,159	2,8
0,6	0,873	0,90	3,1	2,260	2,273	0,6
0,4	0,823	0,82	0,4	2,442	2,467	1,0
0,2	0,821	0,80	2,5	2,612	2,574	1,5
0,1	0,837	0,82	2,0	2,612	2,576	1,4

Таблица 18

Сравнение теоретических и экспериментальных значений отношения высоты прошитой заготовки к первоначальной при $H_0 = 4$ и $R_0 = 2{,}5$

$h_д/H_0$	H/H_0	$H_э/H_0$	δ, %	R	$R_ц$	δ, %
0,8	0,953	0,95	0,3	2,602	2,642	1,5
0,6	0,894	0,92	2,9	2,753	2,754	0,1
0,4	0,857	0,85	0,8	2,916	2,949	1,1
0,2	0,862	0,85	1,4	3,023	3,009	0,5
0,1	0,862	0,85	1,4	3,023	3,038	0,5

Таблица 19

Сравнение теоретических и экспериментальных значений отношения высоты прошитой заготовки к первоначальной при $H_0 = 4$ и $R_0 = 5{,}0$

$h_д/H_0$	H/H_0	$H_э/H_0$	δ, %	R	$R_ц$	δ, %
0,8	0,983	0,98	0,3	5,069	5,103	0,7
0,6	0,963	0,95	1,3	5,169	5,247	1,5
0,4	0,957	0,90	6,0	5,207	5,477	5,2
0,2	0,957	0,90	6,0	5,207	5,508	5,8
0,1	0,957	0,90	6,0	5,207	5,523	6,1

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Воронцов А. Л.** Новый метод решения сложных вариационных задач на примере исследования деформации заготовки при прошивке // Вестник машиностроения. 2012. № 1. С.73—77.
2. **Воронцов А. Л.** Исследование образования вогнутости верхнего торца заготовки при прошивке // Вестник машиностроения. 2012. № 2. С. 61—64.
3. **Воронцов А. Л.** Исследование уменьшения высоты заготовки при прошивке // Вестник машиностроения. 2012. № 3. С. 67—71.
4. **Воронцов А. Л.** Исследование увеличения высоты заготовки при прошивке // Вестник машиностроения. 2012. № 4. С. 81—83.
5. **Семенов Е. И.** Ковка и объемная штамповка. М.: Высшая школа. 1972. 352 с.
6. **Теория** обработки металлов давлением / И. Я. Тарновский, А. А. Поздеев, О. А. Ганаго и др. М.: Металлургиздат, 1963. 672 с.
7. **Воронцов А. Л.** Технологические задачи теории пластичности. Т. 3. М.: Машиностроение, 2006. 475 с.

УДК 621.9:621.793

В. П. ТАБАКОВ, д-р техн. наук (Ульяновский ГТУ), e-mail: vpt@ulstu.ru

Оценка трещиностойкости покрытий режущего инструмента, работающего в условиях непрерывного резания

Приведены результаты исследований трещиностойкости многоэлементных и многослойных износостойких покрытий режущего инструмента. Установлено влияние состава и конструкции износостойких покрытий на трещиностойкость и работоспособность инструмента.

Ключевые слова: трещиностойкость, покрытие, режущий инструмент, работоспособность.

Investigation results of crack resistance of multi-element and multilayer wear-proof coatings of cutting tool are presented. The influence of composition and structure of wear-proof coatings on the crack resistance and tool performance has been revealed.

Keywords: crack resistance, coating, cutting tool, performance.

Разрушение износостойкого покрытия инструмента при резании заготовок из конструкционных материалов связано с образованием в них трещин [1, 2]. Поэтому трещиностойкость покрытий — важный эксплуатационный показатель режущего инструмента, характеризуемый временем работы до начала образования в покрытии трещин. Для определения трещиностойкости однослойных износостойких покрытий разработана методика [3]. Рассмотрим процесс разрушения слоя *1* в многослойном покрытии, который можно разделить на два этапа (рис. 1). На первом этапе, продолжительностью $T_{ц11}$, в слое действуют сжимающие напряжения. На втором этапе, продолжительностью $T_{ц21}$, формируются растягивающие напряжения, приводящие к образованию зародыша микротрещины, которая постепенно увеличивается до критического размера: высота трещины достигает размеров толщины слоя, т. е. происходит его разрушение. На рис. 1 представлен график циклического нагружения в текущем времени, из которого следует, что время до появления в слое трещины рассчитывается по формуле $T_{ц1} = T_{ц11} + T_{ц21}$.

Здесь

$$T_{ц11} = \left(\frac{\sigma_1 + \sigma_T + \sigma_{ос} + \Delta\sigma}{EA\sigma_x}\right)^3, \qquad (1)$$

где σ_1, σ_T и $\sigma_{ос}$ — напряжения в слое покрытия при резании, возникающие в результате соответственно силовых нагрузок, неравномерного распределения температуры и остаточных напряжений; A и k — коэффициенты, зависящие от температуры; E — модуль упругости материала покрытия; σ_x — напряжения в инструментальной основе, действующие вдоль передней поверхности режущего инструмента; $\Delta\sigma$ — амплитуда напряжений.

Величину $T_{ц21}$ находим из выражения

$$\int_0^{l_{кр}} \frac{dl}{C^4 l^2} = \int_0^{T_{ц21}} \frac{1{,}09\pi^2}{2K_{1сп}^2\sigma_т^2 t_1}(\sigma_{max}^4 - \omega\sigma_{min}^4)dt, \qquad (2)$$

где σ_{max}, σ_{min} — максимальные и минимальные напряжения; $\sigma_т$ — предел текучести материала покрытия; $K_{1сп}$ — вязкость разрушения; l — длина трещины в текущем времени t; l_0 — величина зародыша микротрещины; $l_{кр}$ — критическая длина трещины; C — безразмерный коэффициент, зависящий от положения точки на фронте трещины; t_1 — время образования элемента стружки; ω — функция нагрузки.

Для численного определения выражений (1) и (2) использовали зависимости, приведенные в работе [2]. Исходными данными для расчета трещиностойкости являются механические свойства материала износостойкого покрытия, его толщина и показатели процесса резания (коэффициент укорочения стружки, длина контакта стружки с передней поверхностью режущего инструмента, составляющие силы резания) для конкретного режима обработки.

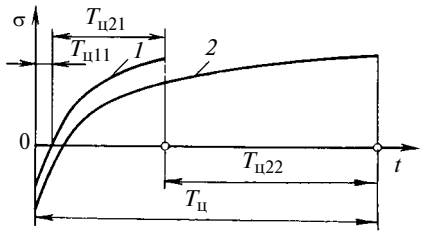


Рис. 1. Графики циклического нагружения (напряжение σ) в двухслойном покрытии инструмента при резании:
1 — первый слой (менее прочный); *2* — второй слой

Трещиностойкость $T_ц$ многослойного покрытия определяется как суммарное время всех его слоев [4]:

$$T_ц = \sum_{i=1}^{n} T_{цi} = \sum_{i=1}^{m} T_{ц1i} + \sum_{i=1}^{n} T_{ц2i},$$

где n — число слоев; m — число слоев многослойного покрытия, для которых в процессе их разрушения имеется составляющая времени $T_{ц1i}$.

Разрушение многослойного покрытия начинается с разрушения менее прочного слоя. Затем трещина выходит на границу раздела двух слоев многослойного покрытия и переходит в трещину скольжения, которая развивается вдоль этой границы, расслаивая многослойное покрытие. В это время зарождается микротрещина во втором слое, которая за время $T_{ц22}$ приведет к разрушению этого слоя. При расчете $T_{ц22}$ необходимо учитывать ползучесть материала режущего клина инструмента, которая будет изменять его напряженное состояние. Поэтому при определении напряжений σ_{max} и σ_{min} следует учитывать суммарное время $T_{ц1i}$, за которое происходит разрушение менее прочных слоев многослойного покрытия:

$$\sigma_{max} = EA\sigma_x^k (T_{ц1} + T_{ц12} + T_{ц22} + ... + T_{цmn})^{\frac{1}{3}} + \\ + \sigma_{0i} + \Delta\sigma;$$

$$\sigma_{min} = EA\sigma_x^k (T_{ц1} + T_{ц12} + T_{ц22} + ... + T_{цmn})^{\frac{1}{3}} + \\ + \sigma_{0i} - \Delta\sigma,$$

где $\sigma_{0i} = \sigma_1 + \sigma_T + \sigma_{ос}$.

Кроме того, при расчете второй составляющей трещиностойкости для второго и последующих слоев необходимо учитывать влияние толщин слоев покрытия на вязкость разрушения и суммарные напряжения в слоях.

Исследовали трещиностойкость однослойных и многослойных покрытий на основе модифицированного нитрида титана: однослойные покрытия типа $TiMe_1N$ (Me_1 — химические элементы Zr, Al, Cr и Si), которые легировали химическими элементами Zr, Al, Si, Mo, Cr и Fe, т. е. Me_2.

Для оценки трещиностойкости трехэлементных нитридных покрытий исследовали их механические свойства и напряженное состояние при резании. Рентгеноструктурные исследования показали, что трехэлементные покрытия — однофазные с ГЦК-решеткой, аналогичной кристаллической решетке нитрида титана. Дополнительное легирование двухэлементных покрытий вторым химическим элементом изменяет период кристаллической решетки и повышает полуширину рентгеновской линии, что свидетельствует о повышении микродеформации кристаллической решетки и изменении физико-механических свойств покрытия.

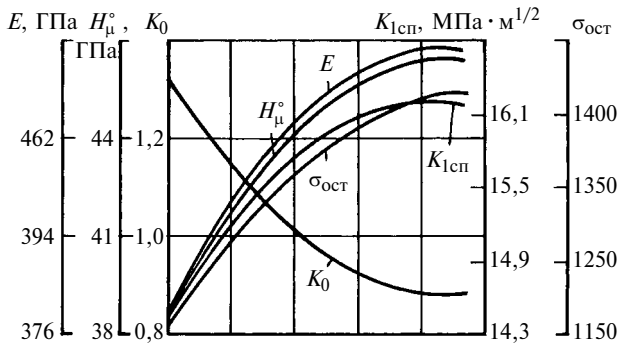


Рис. 2. Влияние процентного содержания (по массе) алюминия на показатели механических свойств покрытия TiZrAlN (инструментальная основа МК8)

Легирование двухэлементных покрытий существенно изменяет остаточные сжимающие напряжения $\sigma_{ос}$ (рис. 2). Введение железа в двухэлементные покрытия, нанесенные на основу из твердосплавного материала, снижают $\sigma_{ос}$ на 11÷15 %, легирование другими химическими элементами увеличивает $\sigma_{ос}$ на 30÷88 %. Аналогичное изменение $\sigma_{ос}$ наблюдается и в двухэлементных покрытиях, нанесенных на основу из быстрорежущего материала.

Легирование двухэлементных покрытий изменяет их прочность сцепления с инструментальной основой, о чем свидетельствует снижение коэффициента $K_о$ отслоения (см. рис. 2). Железо и алюминий снижают коэффициент $K_о$ на 12÷33 %. Легирование двухэлементных покрытий остальными вышеуказанными химическими элементами уменьшает прочность сцепления, повышая коэффициент $K_о$ на 39÷59 %. Легирование двухэлементных покрытий повышает микротвердость H_μ^0, модуль Юнга E, вязкость $K_{1сп}$ разрушения. Большее влияние на механические свойства покрытий оказывает дополнительное введение в состав двухэлементных покрытий алюминия, кремния и циркония. Микротвердость H_μ^0 трехэлементных покрытий выше микротвердости двухэлементных на 10÷25 %, модуль Юнга E выше на 5÷20 %, предел текучести σ_T — на 12÷21 %, $K_{1сп}$ — на 7÷15 %.

Анализ полученных результатов показал, что влияние легирующих элементов на структуру и физико-механические свойства покрытий на основе одно- и двухэлементных нитридов идентично, однако степень влияния на двухэлементные покрытия меньше.

Значения суммарных напряжений σ_0 в покрытии при резании без учета ползучести в режущем клине инструмента представлены в табл. 1. Все легирующие химические элементы, кроме железа, вызывают рост напряжений σ_1. Легирование железом практически не изменяет их величину или не-

сколько снижает. Такое неоднозначное изменение напряжений σ_1 при легировании покрытий связано с разным влиянием химических элементов на увеличение модуля Юнга и снижение напряжений, действующих в инструментальной основе.

Трехэлементные покрытия по сравнению с двухэлементными вследствие высокого модуля упругости и теплового состояния режущего клина характеризуются более высокими (на 9÷21 %) сжимающими термическими напряжениями σ_T. При нанесении покрытий на основу из быстрорежущего материала возникают растягивающие термические напряжения, что обусловлено разницей коэффициентов термического линейного расширения инструментальной основы и покрытия. Легирование двухэлементных покрытий, нанесенных на основу из быстрорежущего материала, повышает растягивающие термические напряжения σ_T на 5÷15 %.

Изменение напряжений σ_1, σ_{oc} и σ_T отражается на суммарных напряжениях σ_0. При этом влияние легирующих элементов на σ_0 разное. Наибольшее повышение суммарных напряжений, независимо от инструментальной основы, вызывает легирование алюминием, кремнием и цирконием. Для всех двухэлементных покрытий, нанесенных на основу из твердосплавного материала, введение железа практически не изменяет суммарные напряжения. Легирование железом двухэлементных покрытий, нанесенных на основу из быстрорежущего материала, кроме TiAlN, снижает сжимающие суммарные напряжения. При введении в TiAlN железа формируются растягивающие суммарные напряжения σ_0, которые увеличиваются с повышением содержания железа.

Таблица 1

Значения напряжений в разных покрытиях, МПа

Покрытие	σ_1	σ_{oc}	σ_T	σ_0
TiAlN	589/1625	−903/−2443	−1890/483	−2204/−335
TiAlFeN	589/1635	−804/−1933	−2076/526	−2291/228
TiAlMoN	605/1661	−1177/−3100	−2090/525	−2662/−914
TiAlCrN	604/1645	−1628/−3394	−2102/534	−3126/−1215
TiAlZrN	614/1678	−1648/−3061	−2166/544	−3200/−839
TiAlSiN	642/1743	−1609/−2874	−2278/569	−3245/−582
TiSiN	565/1518	−1069/−2541	−1857/480	−2361/−543
TiSiFeN	572/1528	−863/−2374	−1934/483	−2225/−363
TiSiMoN	582/1599	−1354/−2835	−2010/502	−2782/−734
TiSiCrN	585/1571	−1511/−2865	−2014/505	−2936/−789
TiSiAlN	628/1624	−1560/−2963	−2156/540	−3088/−799
TiSiZrN	611/1618	−1373/−2786	−2079/523	−2841/−641
TiZrN	613/1607	−1256/−2619	−1906/484	−2549/−528
TiZrFeN	591/1556	−1138/−2148	−2051/522	−5298/−70
TiZrMoN	611/1615	−1599/−2904	−2106/535	−3090/−754
TiZrCrN	612/1617	−1422/−2865	−2145/543	−2955/−706
TiZrAlN	629/1647	−1413/−3003	−2234/558	−3018/−797
TiZrSiN	624/1609	−1746/−3080	−2189/556	−3311/−915

Примечание. В числителе указаны значения для твердосплавной основы МК8, в знаменателе — для быстрорежущей основы Р6М5К5.

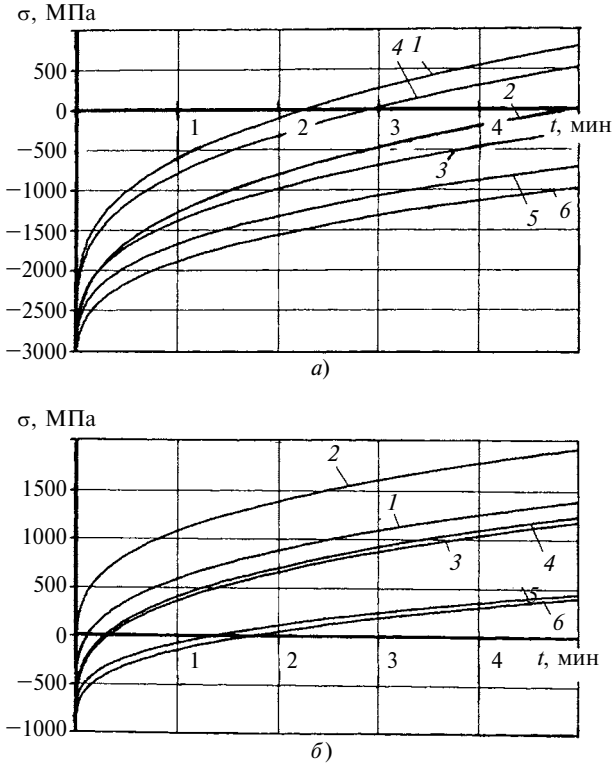


Рис. 3. Зависимости изменения суммарных напряжений при резании в покрытиях, нанесенных на основы из МК8 (*а*) и Р6М5К5 (*б*):
1 — TiZrN; *2* — TiZrFeN; *3* — TiZrCrN; *4* — TiZrMoN; *5* — TiZrAlN; *6* — TiZrSiN

В двухэлементных покрытиях легирующие элементы снижают напряжения $\sigma_п$, возникающие в результате ползучести режущего клина инструмента, что связано с изменением теплонапряженного состояния режущего клина инструмента. Наибольшее снижение оказывают алюминий, кремний и цирконий. В двухэлементных покрытиях, нанесенных на основу из быстрорежущего материала, легирование железом, хромом и молибденом увеличивает напряжения $\sigma_п$.

На рис. 3 приведены зависимости изменения суммарных напряжений σ в покрытиях с учетом напряжений в результате ползучести материала режущего клина инструмента при резании. Введение в состав двухэлементного покрытия TiZrN, нанесенного на твердосплавную основу, легирующего химического элемента снижает суммарные напряжения σ (рис. 4). При этом зависимости имеют экстремумы.

Наибольшее изменение вызывает легирование алюминием и кремнием. Легирование железом покрытия на быстрорежущей основе повышает суммарные напряжения. Остальные химические элементы снижают данное напряжение. Наибольшее

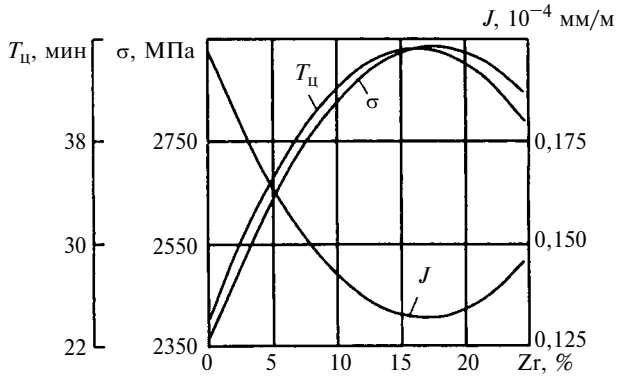


Рис. 4. Влияние процентного содержания (по массе) циркония на суммарное напряжение σ, трещиностойкость $T_ц$ покрытия TiAlZrN и интенсивность *J* изнашивания твердосплавных пластин МК8 при точении заготовок из стали 30ХГСА

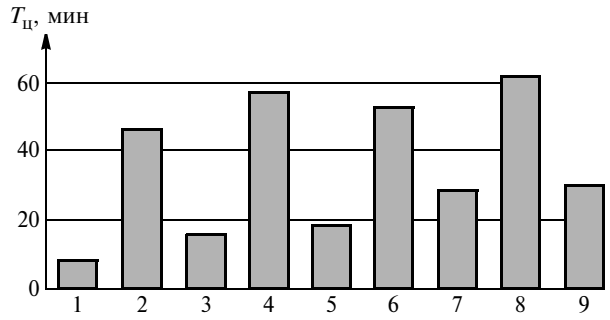


Рис. 5. Диаграммы трещиностойкости для покрытий типа TiAlN—TiAlMeN (инструментальная основа — сплав МС146):
1 — TiAlN; *2* — TiAlN—TiAlMoN; *3* — TiAlMoN; *4* — TiAlN—TiAlCrN; *5* — TiAlCrN; *6* — TiAlN—TiAlZrN; *7* — TiAlZrN; *8* — TiAlN—TiAlSiN; *9* — TiAlSiN

снижение вызывает легирование алюминием и кремнием.

Аналогичное изменение σ наблюдается в покрытиях типа $TiAlMe_2N$ и $TiSiMe_2N$, нанесенных на инструментальные основы из быстрорежущих и твердосплавных материалов. Наибольшее снижение σ наблюдается в покрытиях, легированных алюминием, кремнием и цирконием.

В табл. 2 представлены результаты расчета трещиностойкости трехэлементных нитридных покрытий. Приведенные на рис. 4 зависимости показывают влияние процентного содержания (по массе) циркония на суммарное напряжение σ, трещиностойкость $T_ц$ покрытия TiAlZrN и интенсивность *J* изнашивания твердосплавных пластин МК8 при точении заготовок из стали 30ХГСА.

Легирование двухэлементных покрытий ведет к значительному повышению трещиностойкости, т. е. увеличивает $T_ц$, что объясняется повышением физико-механических свойств покрытий и улучшением напряженного состояния в режущем клине инструмента и в покрытии при легировании. Установлено, что трещиностойкость трехэлементных покрытий выше в 1,23÷3,23 раза по сравнению с двухэлементными покрытиями.

В трехэлементных покрытиях, нанесенных на основу из быстрорежущего материала, наблюдается аналогичное влияние легирующего элемента на трещиностойкость. Наибольший эффект имеет место при легировании алюминием, цирконием и кремнием (в 3,2÷4,5 раза по сравнению с двухэлементными покрытиями).

Для режущего инструмента с трехэлементными покрытиями характерно снижение интенсивности изнашивания при продольном точении заготовок из сталей 30ХГСА и 12Х18Н10Т по сравнению с двухэлементными покрытиями TiAlN, TiZrN и TiSiN. При обработке заготовок из стали 30ХГСА интенсивность изнашивания твердосплавного инструмента с трехэлементными покрытиями снижается в 1,25÷1,85 раза, из стали 12Х18Н10Т — в 1,2÷1,92 раза.

Наиболее эффективно применение покрытий с высокой трещиностойкостью. Оптимальное содержание легирующего элемента Me_2 в покрытии обеспечивает максимальную трещиностойкость и минимальную интенсивность изнашивания режущего инструмента (см. рис. 4).

Исследовали трещиностойкость многослойных покрытий TiAlN—TiAlMeN (Me — химические элементы Cr, Zr, Mo, Si), TiZrN—TiZrMeN (Me — Al, Cr, Mo, Si) и TiZrAlN—TiZrSiN.

На рис. 5 представлены расчеты трещиностойкости многослойных покрытий TiAlN—TiAlMeN.

Таблица 2

Показатели трещиностойкости трехэлементных износостойких покрытий, мин

Покрытие	$T_{ц1}$	$T_{ц2}$	$T_ц$
TiAlN	2,73/0,03	13,75/8,00	16,48/8,03
TiAlFeN	4,03/0	18,76/8,81	22,79/8,81
TiAlMoN	4,47/0,45	17,90/14,57	22,37/15,02
TiAlCrN	7,43/0,90	22,12/17,08	29,55/17,98
TiAlZrN	10,11/0,91	27,91/27,92	37,92/28,83
TiAlSiN	12,45/0,56	31,32/30,14	43,77/30,70
TiSiN	5,43/0,19	18,75/11,10	24,18/11,29
TiSiFeN	5,08/0,07	20,94/13,76	26,02/13,83
TiSiMoN	7,21/0,40	22,21/15,46	29,42/15,86
TiSiCrN	8,98/0,50	25,84/17,84	34,82/18,34
TiSiAlN	12,69/0,90	33,72/27,89	46,41/28,79
TiSiZrN	9,81/0,47	29,60/23,71	39,41/24,18
TiZrN	2,37/0,05	11,43/6,74	13,80/6,79
TiZrFeN	3,86/0,02	15,42/9,52	19,28/9,54
TiZrMoN	5,29/0,22	16,24/12,92	21,53/13,14
TiZrCrN	6,68/0,30	21,28/15,42	27,96/15,72
TiZrAlN	10,67/0,80	32,86/30,42	43,53/28,51
TiZrSiN	11,31/1,10	28,70/29,63	40,01/30,73

Примечание. В числителе указаны значения для твердосплавной основы МК8, в знаменателе — для быстрорежущей основы Р6М5К5.

Таблица 3

Показатели трещиностойкости многослойных покрытий, мин

Толщина покрытия, мкм	Толщина верхнего слоя, мкм	TiZrN—TiZrAlN	TiAlN—TiAlCrN	TiZrAlN—TiZrSiN
5	3,5	50,0	41,7	53,8
	3,0	55,4	51,8	63,8
	2,5	56,7	55,4	67,4
	2,0	53,9	52,3	64,3
	1,5	46,9	42,6	54,6
6	4,5	41,7	28,8	39,8
	4,0	50,4	43,8	55,3
	3,5	55,0	52,2	64,3
	3,0	55,5	54,0	66,7
	2,5	51,8	49,2	62,4
	2,0	44,0	37,8	51,6

Таблица 4

Значение периода стойкости, мин, режущего инструмента с разными износостойкими покрытиями при резании

Покрытие	Режим обработки; материал заготовок	
	v = 180 м/мин, S = 0,15 мм/об, t = 0,75 мм; 30ХГСА	v = 160 м/мин, S = 0,3 мм/об, t = 1 мм; 12Х18Н10Т
Отсутствует	10	11,5
TiN	18	20
TiAlN—TiAlCrN	52	48
TiZrN—TiZrAlN	60	60

Примечания. 1. Показатели режима обработки: v — скорость резания, S — подача, t — глубина резания. 2. При обработке заготовок из стали 30ХГСА использовали пластины МС146 (МКТС), из стали 12Х18Е10Т — HTi10.

Трещиностойкость многослойных покрытий TiAlN—TiAlMeN выше, чем трещиностойкость однослойного покрытия TiAlN в 5,7÷7,8 раза, и в 1,85÷3 раза выше трехэлементного однослойного покрытия. Трещиностойкость многослойных покрытий TiZrN—TiZrMeN выше по сравнению с однослойным покрытием TiZrN в 3,8÷10 раз, а по сравнению с однослойными трехэлементными покрытиями — в 1,95÷3,23 раза. Наибольшей трещиностойкостью отличаются двухслойные покрытия, верхний слой которых легирован хромом, кремнием и алюминием.

На трещиностойкость существенное влияние оказывает конструкция многослойного покрытия. С увеличением толщины верхнего слоя трещиностойкость возрастает и достигает максимального значения при толщине, составляющей 40÷60 % общей толщины покрытия (табл. 3). Дальнейшее увеличение толщины верхнего слоя ведет к уменьшению трещиностойкости.

Зависимость трещиностойкости от толщины верхнего слоя объясняется изменением суммарных напряжений, возникающих в покрытии при резании, и вязкостью разрушения при различном соотношении толщин верхнего и нижнего слоев с различными физико-механическими свойствами.

Более высокая трещиностойкость характерна для многослойных покрытий TiZrAlN—TiZrSiN, в которых слои представляют собой трехэлементные нитриды. Трещиностойкость данных покрытий на 18÷25 % больше трещиностойкости покрытий TiAlN—TiAlCrN и TiZrN—TiZrAlN, что объясняется более высокими суммарными напряжениями в покрытии при резании и более высокими физико-механическими свойствами покрытия TiZrAlN—TiZrSiN.

Исследования интенсивности изнашивания твердосплавных пластин из сплава МС146 при токарной обработке заготовок из сталей 30ХГСА и 12Х18Н10Т показали, что минимальное значение данного показателя наблюдается при толщине верхнего слоя многослойного покрытия, равной 40÷60 % общей толщины, при которой имела место и наибольшая трещиностойкость многослойного покрытия. Таким образом, максимальное снижение интенсивности изнашивания твердосплавных пластин обеспечивает многослойное покрытие с наибольшей трещиностойкостью.

Установлено, что применение многослойных покрытий увеличивает период стойкости режущего инструмента по сравнению с инструментом с покрытием из нитрида титана в 2,4÷3,2 раза в зависимости от режима резания и обрабатываемого материала (табл. 4).

Таким образом, трещиностойкость — важнейший эксплуатационный показатель износостойких покрытий, определяющий эффективность режущего инструмента. Повышение трещиностойкости износостойких покрытий приводит к снижению интенсивности изнашивания режущего инструмента. Максимальное повышение работоспособности режущего инструмента обеспечивают износостойкие покрытия с наибольшей трещиностойкостью.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Верещака А. С.** Работоспособность режущего инструмента с износостойкими покрытиями. М.: Машиностроение, 1993. 336 с.
2. **Табаков В. П.** Формирование износостойких ионно-плазменных покрытий режущего инструмента. М.: Машиностроение, 2008. 311 с.
3. **Математическое** описание процессов трещинообразования в износостойких покрытиях / В. П. Табаков, М. Ю. Смирнов, А. В. Циркин и др. // Упрочняющие технологии и покрытия. 2007. № 6. С. 48—51.
4. **Методика** расчета трещиностойкости многослойных покрытий на основе модифицированного нитрида титана / В. П. Табаков, М. Ю. Смирнов, А. В. Чихранов и др. // Упрочняющие технологии и покрытия. 2010. № 3. С. 43—48.

УДК 621.941.01

В. В. ВОРОНА, канд. техн. наук, И. А. ЩУРОВ, д-р техн. наук (Южно-Уральский ГУ, г. Челябинск),
e-mail: shia@susu.ac.ru

Исследование рабочего кинематического переднего угла при точении синусоидальной линейчатой поверхности

Для минимизации амплитуды значений силы резания при токарной обработке заготовок с синусоидальными линейчатыми поверхностями определены направляющие косинусы линии схода стружки по передней поверхности резца, что позволяет при известных направляющих косинусах вектора скорости результирующего движения определить рабочий кинематический передний угол. Определены зависимости этого угла от статических параметров резца.

Ключевые слова: точение, фасонная поверхность, кинематические углы.

To minimize the cutting force amplitudes at turning of blanks with sinusoidal ruled surfaces the direction cosines of the line chip flow on the cutter's front surface have been determined. This allows to determine under known direction cosines of the velocity vector of resulting motion the working kinematic front angle. The dependences of this angle on the cutting tool static parameters have been revealed.

Keywords: turning, profiled surface, kinematic angles.

В качестве моментопередающих соединений применяют детали с синусоидальными линейчатыми поверхностями (СЛП) [1]. Обработка заготовок может выполняться на универсальных токарных станках с дополнительными механизмами, которые позволяют синхронизировать радиальное перемещение токарного резца и вращение заготовки на одном обороте [2]. Исследования показали, что в данном процессе сила резания меняется динамичнее, чем при других видах точения и существенно влияет на точность обработки и качество получаемой поверхности. Поэтому следует организовать данный процесс обработки так, чтобы амплитуда значений силы резания была минимальной.

К факторам, влияющим на силу резания, относятся геометрические параметры лезвия. Предварительные исследования показали, что наибольшее влияние оказывает рабочий кинематический передний угол [3, 4], особенно при точении линейчатой фасонной поверхности, где кроме главного движения и движения подачи существует дополнительное радиальное формообразующее движение, непостоянное и по величине, и по направлению. Скорость этого движения соизмерима со скоростью главного движения, поэтому кинематические геометрические параметры резца значительно изменяются за один оборот заготовки. Зависимости рабочего кинематического переднего угла от статических параметров резца позволяют определить условия минимального приращения силы резания за один оборот заготовки.

В соответствии с ГОСТ 25762—83 и зависимостями аналитической геометрии [5] рабочий кинематический передний угол определяется уравнением

$$\gamma_p = \arcsin(\cos\alpha_1\cos\alpha_3 + \cos\beta_1\cos\beta_3 + \cos\gamma_1\cos\gamma_3), \quad (1)$$

где $\cos\alpha_1$, $\cos\beta_1$, $\cos\gamma_1$ — направляющие косинусы вектора результирующего движения, которые для токарной обработки синусоидального профиля определяются по ранее полученным в работе [6] уравнениям; $\cos\alpha_3$, $\cos\beta_3$, $\cos\gamma_3$ — направляющие косинусы вектора в направлении схода стружки.

Для определения этих параметров рассмотрим произвольную точку O режущей кромки и положение вектора схода стружки на передней поверхности, которой принадлежит отрезок OC_1 (рис. 1). Зададим начало системы координат в точке O, ось X расположим параллельно оси заготовки в направлении вектора скорости подачи, ось Y — в направлении вектора скорости радиального формообразующего движения, ось Z — в направлении вектора скорости главного движения.

Направление схода стружки, т. е. положение отрезка OC_1, определяет угол ν схода стружки, который, по мнению ряда исследователей, равен углу λ

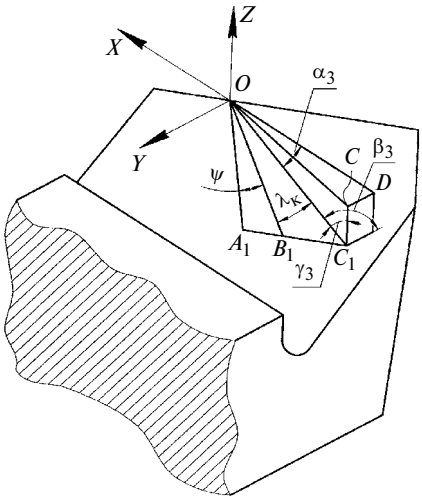


Рис. 1. Схема положения линии схода стружки вдоль передней поверхности в произвольной точке режущей кромки

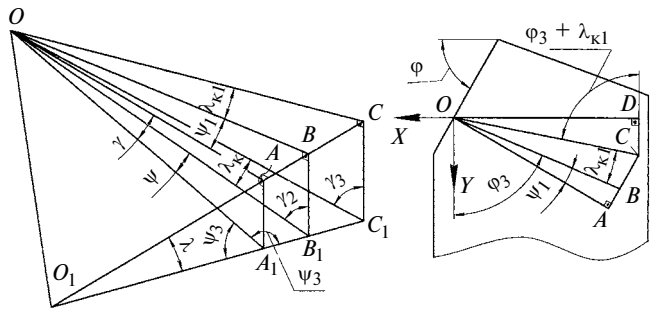


Рис. 2. Проекции точек передней поверхности на статическую основную плоскость

наклона главной режущей кромки [7, 8]. Существует и другая точка зрения — угол ν зависит от угла λ, но не равен ему [4, 9]. По данным Г. И. Грановского отрезок OC_1 повернут от линии пересечения главной секущей плоскости с передней поверхностью резца на кинематический угол $\lambda_к$ наклона главной режущей кромки, т. е. угол схода стружки равен углу $\lambda_к$ [10]. При токарной обработке фасонных линейчатых поверхностей со значительным изменением кинематических параметров равенство угла схода стружки и кинематического угла наклона главной режущей кромки является предпочтительным.

Расчет рабочего кинематического переднего угла по уравнению (1) с учетом направляющих косинусов линии схода стружки, рассчитанных по уравнениям Г. И. Грановского, показал, что при определенных сочетаниях углов в плане и наклона главной режущей кромки при точении СЛП наблюдается постоянство рабочего кинематического главного угла. Предварительные экспериментальные исследования токарной обработки СЛП выявили изменение силы резания за один оборот заготовки при постоянной площади снимаемого припуска. Исходя из полученных данных по силе резания и допустив постоянство коэффициентов трения и усадки стружки, предположим, что рабочий кинематический передний угол тоже изменяется. Поэтому в отличие от модели Г. И. Грановского отложим угол $\lambda_к$ не от отрезка OA_1 — линии пересечения передней поверхности и статической главной секущей плоскости, а от отрезка OB_1 — линии пересечения передней поверхности и кинематической главной секущей плоскости. В свою очередь отрезок OB_1 образует с отрезком OA_1 некоторый угол ψ. Спроецируем точки A_1, B_1 и C_1 на статическую основную плоскость и определим необходимые направляющие косинусы (рис. 2). Таким образом, точки A, B и C являются проекциями точек соответственно A_1, B_1 и C_1 на статическую основную плоскость, а углы A_1OA и CO_1C_1 образуют статические соответственно главный передний угол γ и угол λ наклона главной режущей кромки: $\cos\alpha_3 = OD/OC_1$, $\cos\beta_3 = CD/OC_1$, $\cos\gamma_3 = CC_1/OC_1$.

Рассматривая последовательно ΔBOC и ΔB_1OC_1 и используя теорему синусов, определим проекцию кинематического угла наклона главной режущей кромки на статическую основную плоскость:

$$\lambda_{к1} = \operatorname{arctg}\left(\frac{\dfrac{\cos\lambda\sin\lambda_к}{\sqrt{1-\cos^2\gamma_2}\sin(-\lambda_к+\arccos(\sin\lambda\sin\gamma)-\psi)}\cos\psi_1}{1+\sin\psi_1\dfrac{\cos\lambda\sin\lambda_1}{\sqrt{1-\cos^2\gamma_2}\sin(-\lambda_к+\arccos(\sin\lambda\sin\gamma)-\psi)}}\right).$$

Здесь $\psi_1 = \varphi_3 - \varphi = \operatorname{arctg}(-\cos\alpha_4/\cos\beta_4) - \varphi$, где φ — главный угол в плане; $\cos\alpha_4$, $\cos\beta_4$ — направляющие косинусы отрезка OB_1, определяемые в соответствии с законами аналитической геометрии (в настоящей статье не приводятся). Угол ψ определяется по теореме косинусов из ΔA_1OB_1:

$$\psi = \arccos\left[\frac{1}{2}\left(\frac{\sqrt{1-\cos^2\gamma_2}\cos\psi_1}{\cos\gamma} + \frac{\cos\gamma}{\sqrt{1-(\cos^2\gamma_2)}\cos\psi_1} - \sqrt{1-\cos^2\gamma_2}\cos\psi_1\cos\gamma\frac{\operatorname{tg}^2\psi_1}{\cos\lambda}\right)\right]\frac{\psi_1}{|\psi_1|},$$

где отношение $\psi_1/|\psi_1|$ задает знак угла, определяющего расположение отрезка OB_1 относительно отрезка OA_1: если $\psi_1/|\psi_1| > 0$, отрезок OB_1 располагается правее отрезка OA_1 (см. рис. 2), если $\psi_1/|\psi_1| < 0$, то левее.

Тогда направляющие косинусы вектора вдоль направления схода стружки с учетом выбранной системы координат определяются выражениями:

$$\cos\alpha_3 = \frac{-\sin(\varphi_3+\lambda_{к1})}{K\sqrt{\left(\dfrac{\operatorname{tg}(\varphi_3+\lambda_{к1}-\varphi)}{\cos\lambda}\right)^2+\dfrac{1}{\cos^2\gamma}+2\dfrac{\operatorname{tg}(\varphi_3+\lambda_{к1}-\varphi)}{\cos\lambda\cos\gamma}\sin\gamma\sin\lambda}};$$

$$\cos\beta_3 = \frac{\cos(\varphi_3+\lambda_{к1})}{K\sqrt{\left(\dfrac{\operatorname{tg}(\varphi_3+\lambda_{к1}-\varphi)}{\cos\lambda}\right)^2+\dfrac{1}{\cos^2\gamma}+2\dfrac{\operatorname{tg}(\varphi_3+\lambda_{к1}-\varphi)}{\cos\lambda\cos\gamma}\sin\gamma\sin\lambda}};$$

$$\cos\gamma_3 = \frac{-\mathrm{tg}(\varphi_3+\lambda_{\text{к}1})\mathrm{tg}(\lambda)\mathrm{tg}(\gamma)}{\sqrt{\left(\frac{\mathrm{tg}(\varphi_3+\lambda_{\text{к}1}-\varphi)}{\cos\lambda}\right)^2+\frac{1}{\cos^2\gamma}+}} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{}{+2\frac{\mathrm{tg}(\varphi_3+\lambda_{\text{к}1}-\varphi)}{\cos\lambda\cos\gamma}\sin\gamma\sin\lambda},$$

где $K = \cos\varphi_3 + \lambda_{\text{к}1} - \varphi$.

Для определения рабочего кинематического переднего угла с учетом выбранной системы координат подставим ранее полученные уравнения направляющих косинусов скорости результирующего движения при токарной обработке синусоидального профиля и уравнения направляющих косинусов в направлении схода стружки в уравнение (1).

Исследования изменения рабочего кинематического переднего угла при токарной обработке СЛП показали следующее.

1. Существуют определенные значения главного угла в плане, угла наклона главной режущей кромки и главного переднего угла, при которых амплитуда изменения рабочего кинематического переднего угла будет минимальной (рис. 3, зависимости *3* и *5*). Зависимости построены для синусоидального профиля, описываемого в полярной системе координат уравнением $\rho = 10 - \cos 3\chi$, где χ — текущий угол поворота радиус-вектора. Причем при заданном главном угле в плане существует такой угол наклона главной режущей кромки, при котором, несмотря на значительное изменение главного переднего угла, амплитуда будет неизменной (рис. 3, зависимости *3* и *4*).

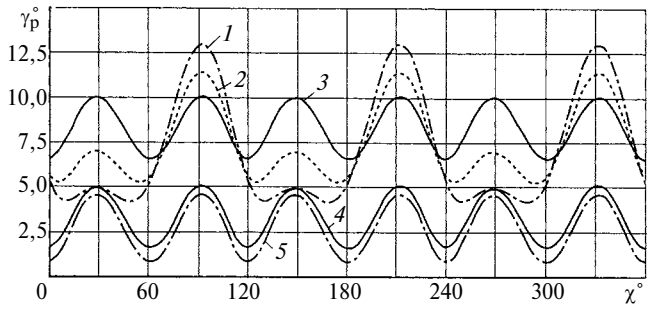


Рис. 3. Зависимости изменения рабочего кинематического переднего угла при разных статических параметрах резца: *1* — $\varphi = 75°$, $\gamma = 5°$, $\lambda = 0$; *2* — $\varphi = 75°$, $\gamma = 5°$, $\lambda = 4°$; *3* — $\varphi = 75°$, $\gamma = 5°$, $\lambda = 9°$; *4* — $\varphi = 75°$, $\gamma = 0$, $\lambda = 9°$; *5* — $\varphi = 80°$, $\gamma = 0$, $\lambda = 6°$

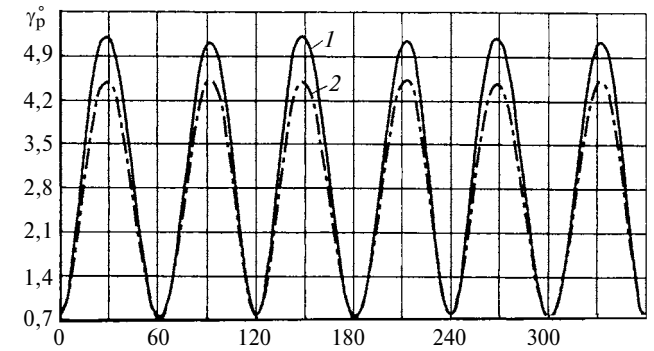


Рис. 4. Зависимости изменения рабочего кинематического переднего угла в различных точках режущей кромки: *1* — $\varphi = 80°$, $\gamma = 0$, $\lambda = 5{,}3°$, $l = 0$; *2* — $\varphi = 80°$, $\gamma = 0$, $\lambda = 6°$, $l = 1$ мм

2. В различных точках режущей кромки при заданных главном угле в плане и главном переднем угле условие минимальной амплитуды изменения рабочего кинематического переднего угла достигается при разных значениях угла наклона главной режущей кромки. При этом амплитуда будет тем больше, чем меньше расстояние *l* от рассматриваемой точки режущей кромки до вершины лезвия в случае наружного точения (рис. 4, зависимости *1* и *2*) и чем больше это расстояние при растачивании.

3. Минимальная амплитуда значений рабочего кинематического переднего угла с увеличением главного угла в плане достигается при наименьшем положительном угле наклона главной режущей кромки (см. рис. 3, зависимости *4* и *5*).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Синкевич В. М.** Принцип образования точением синусоидальных профилей для бесшпоночных соединений и их геометрия // Технология судостроения. 1974. № 7. С. 48—53.

2. **Пат. № 2280539 Рос. Федерации:** МПК[7] B 23 B 5/44. Устройство для обработки синусоидальных цилиндрических поверхностей.

3. **Верещака А. С., Кушнер В. С.** Резание металлов. М.: Высшая школа, 2009. 535 с.

4. **Виноградов А. А.** Физические основы процесса сверления. Киев: Наукова думка, 1985. 264 с.

5. **Выгодский М. Я.** Справочник по высшей математике. М.: Наука, 1975. 872 с.

6. **Щуров И. А., Ворона В. В.** Определение рабочих кинематических углов при обработке резцом синусоидальной цилиндрической поверхности // Вестник машиностроения. 2007. № 7. С. 42—46.

7. **Бобров В. Ф.** Основы теории резания металлов. М.: Машиностроение, 1975. 344 с.

8. **Клушин И. И.** Резание металлов. М.: Машгиз, 1958. 454 с.

9. **Петрушин С. И., Проскоков А. В.** Теория несвободного резания материалов. Образование стружки с единственной условной плоскостью сдвига // Вестник машиностроения. 2009. № 12. С. 58—64.

10. **Грановский Г. И., Грановский В. Г.** Резание металлов. М.: Высшая школа, 1985. 304 с.

УДК 621.922

С. Н. ГРИГОРЬЕВ, В. В. КУЗИН, доктора технических наук (МГТУ Станкин),
Д. БУРТОН, А. Д. БАТАКО, доктора наук (Ливерпульский университет Джона Мура, Великобритания),
e-mail: kyzena@post.ru

Влияние тепловых нагрузок на напряженно-деформированное состояние режущих пластин из керамики на основе оксида алюминия

Представлены результаты исследования влияния тепловых нагрузок на напряженно-деформированное состояние режущих пластин из оксидной керамики с учетом нелинейности свойств оксида алюминия и серого чугуна. Сформулированы требования к свойствам режущих пластин из оксида алюминия.

Ключевые слова: режущие пластины, оксид алюминия, тепловые нагрузки, перемещения, напряженно-деформированное состояние.

The article represents the investigation results of thermal loads influence on the stress-strain state of cutter blades of the oxide ceramics with regard to nonlinear properties of aluminum oxide and gray cast iron. The requirements to the properties of the aluminum oxide cutter blades have been formulated.

Keywords: cutter plates, aluminum oxide, thermal loads, displacement (transfer), stress-strain state (deflected mode).

Высокая твердость и теплостойкость керамических режущих пластин позволяют существенно увеличить скорость резания, однако керамические материалы имеют низкую термостойкость, что ограничивает область их применения [1]. Поэтому использование керамических режущих пластин предполагает тщательный анализ их напряженно-деформированного состояния (НДС) под действием тепловых нагрузок [2, 3]. Решение этой задачи позволит создать инструменты, способные эффективно работать в более жестких температурных условиях эксплуатации.

Цель работы — исследовать влияние тепловых нагрузок на НДС режущих пластин из керамики на основе оксида алюминия.

Исследования проводили с использованием автоматизированной системы RKS-ST v.1.0 термопрочностных расчетов керамических режущих пластин [4]. Основной объем расчетов выполнен для режущей пластины с параметрами: $a = b = 50$ мкм; $n1 = 6$; $n2 = 6$; $n3 = 6$; $n4 = 4$; $c = 1{,}5$. При моделировании было принято, что зерно, межзеренная фаза и матрица выполнены из одного и того же тугоплавкого соединения Al_2O_3, обрабатываемый материал (ОМ) — серый чугун СЧ32.

Схемы нагружения приведены на рис. 1. В первом случае режущую пластину нагружали тепловым потоком Q (рис. 1, *а*), во втором случае — двумя сосредоточенными силами F_1 и F_2, приложенными под углами соответственно β_1 и β_2, т. е. распределенной силовой нагрузкой p и тепловым потоком Q (рис. 1, *б*). В обоих случаях учитывали теплоотвод (коэффициент h) в окружающую среду с поверхностей, свободных от теплового потока.

Для оценки деформаций, температур и напряжений в режущих пластинах использовали контрольные точки (КТ) — фиксированные узлы или конечные элементы конструкции. В качестве базовых использовали шесть КТ (см. рис. 1, табл. 1). Зависимости на рисунках, относящиеся к определенным КТ, имеют в обозначениях соответствующие индексы (например, для КТ1 — T^1 и σ_i^1).

Для наглядности напряженного состояния поверхностных слоев керамических режущих пластин на рисунках увеличены зоны контактного взаимодействия инструмента с обрабатываемым материалом.

Рассмотрим первое нагружение, в соответствии с которым на пластину действует только тепловой поток. Температурное поле режущей пластины из Al_2O_3, сформированное тепловым потоком $Q = 10^8$ Вт/м^2, приведено на рис. 2 (см. обложку). Оно характеризуется комплексом изотерм, представляющих собой дуги разного радиуса. Наибольший радиус имеют изотермы более низких температур, изотерма наибольшей температуры имеет обратную кривизну. Изменение теплового потока не меняет конфигурацию изотерм, но повышает температуры, определяющие их. Анализ температурного поля показал присутствие высоких температурных градиентов в керамической режущей пластине в непосредственной близости от лезвия.

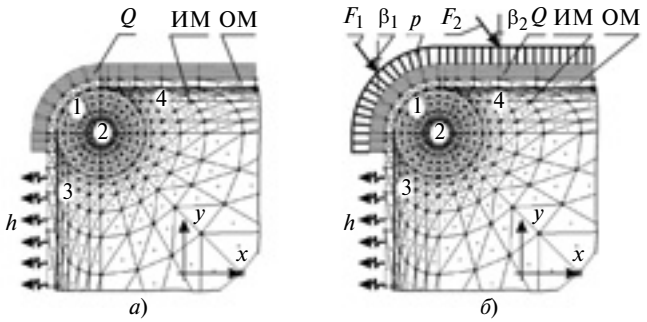


Рис. 1. Расчетные схемы для первого (*а*) и второго (*б*) нагружения

Результаты расчетов температур в КТ режущей пластины из Al_2O_3 под действием теплового потока разной интенсивности приведены на рис. 3, *а*. Их анализ показал, что увеличение теплового потока повышает температуру во всех КТ режущей пластины. Наибольшие значения температур и влияние Q на температуру наблюдались в КТ1, наименьшие — в КТ3.

Влияние теплового потока Q на температуру T в КТ аппроксимируется зависимостью $T = A_Q Q^B$, где A_Q и B — коэффициенты, значения которых приведены в табл. 2.

На тепловое состояние керамических пластин значительное влияние оказывает коэффициент h теплоотвода в окружающую среду (рис. 3, *б*). Установлено, что при увеличении h температуры T в КТ уменьшаются, причем влияние определяется расположением КТ в режущей пластине. Наибольшее влияние отмечено в КТ1 и КТ2, наименьшее — в КТ4. Заметим, что влияние h на температуру в КТ3 незначительно, несмотря на то, что она расположена в области, где осуществляется наибольший отвод теплоты в окружающую среду.

Характер изменения температуры T в КТ пластины в зависимости от коэффициента h теплоотвода в окружающую среду аппроксимируется зависимостью $T = A_h h^B$, где A_h и B — коэффициенты, значения которых приведены в табл. 3.

Под действием теплового потока Q происходит упругая деформация (выпучивание) режущей пластины. Наибольшей деформации подвергается лезвие, которое вместе с основной массой пластины

Таблица 1

КТ	Расположение КТ в режущей пластине	Перемещение — узел	Температура и напряжения — конечный элемент
1	Лезвие	4	166
2	Центральная часть	124	403
3	Задняя поверхность	222	570
4	Передняя поверхность	240	603

Таблица 2

КТ1		КТ2		КТ3		КТ4	
A_Q	B	A_Q	B	A_Q	B	A_Q	B
$5 \cdot 10^{-8}$	1,302	10^{-7}	1,221	$2 \cdot 10^{-7}$	1,212	$6 \cdot 10^{-7}$	1,083

Таблица 3

КТ1		КТ2		КТ3		КТ4	
A_h	B	A_h	B	A_h	B	A_h	B
1919,4	−0,064	1328,3	−0,073	522,86	−0,051	952,14	−0,036

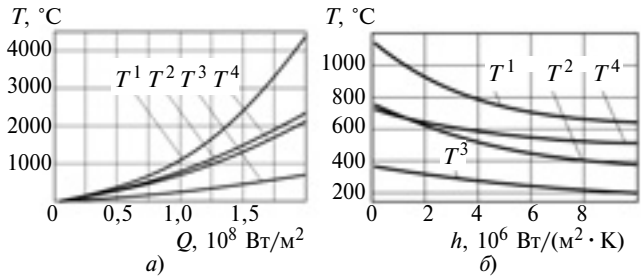


Рис. 3. Зависимости изменения температур в КТ1—КТ4 режущей пластины из Al_2O_3 от теплового потока Q (*а*) [$h = 10^5$ Вт/(м^2 · К)] и теплоотвода h (*б*) ($Q = 10^8$ Вт/м^2; ОМ — СЧ32)

перемещается по траектории, показанной на рис. 4 (см. обложку) стрелкой.

Тепловой поток сложно влияет на горизонтальные (u) и вертикальные (v) перемещения КТ. Установлено, что зависимости, характеризующие влияние теплового потока на перемещения КТ в режущей пластине, имеют две области, разделение которых происходит по линии определенного значения теплового потока. Это значение назвали пороговым ($Q_п$). Для первой области характерно практически линейное увеличение перемещений во всех КТ режущей пластины при повышении теплового потока, во второй области зависимостей Q от $u(v)$ выявлены хаотичные перемещения КТ. Это оказывает значительное влияние на НДС режущей пластины из оксидной керамики.

Установлено, что увеличение теплового потока Q до $Q_п$ повышает напряжения σ_{11}, σ_{22}, σ_{12} и σ_i. Однако дальнейшее увеличение теплового потока (выше $Q_п$) приводит к хаотичному изменению напряжений в КТ, о чем свидетельствуют результаты расчетов напряжений σ_{11}, σ_{22}, σ_{12} и σ_i в разных КТ пластины из керамики Al_2O_3 (рис. 5).

Важно, что напряжения σ_{11} и σ_{22} "реагируют" на приближение порогового $Q_п$, несмотря на то, что горизонтальные и вертикальные перемещения при этом не изменяются. Так, в интервале $Q = (1{,}25 \div 1{,}5)10^8$ Вт/м^2 характер горизонтальных и вертикальных перемещений КТ1 и КТ2 практически не изменяется, а для σ_{11} и σ_{22} характерен интенсивный рост. Однако эта способность пластины из Al_2O_3 зависит от расположения КТ.

Рассмотрим нагружение пластины двумя сосредоточенными силами F_1 и F_2, приложенными под углами соответственно β_1 и β_2, — распределенная силовая нагрузка p и тепловой поток Q, т. е. смешанная нагрузка. Установлено, что под действием смешанной нагрузки в режущей пластине формируется температурное поле, идентичное полю, приведенному на рис. 2 (см. обложку). Результаты расчетов температур в КТ совпадают с результатами первого нагружения режущей пластины. При этом

имеют место все ранее выявленные закономерности в тепловом состоянии режущих пластин.

Поле упругих деформаций в режущей пластине из керамики Al_2O_3 под действием смешанной нагрузки приведено на рис. 6 (см. обложку), анализ которого показал, что на характер упругих деформаций режущей пластины в большей степени влияют силовые нагрузки, чем тепловой поток. Сосредоточенные силы F_1 и F_2 формируют в режущей пластине две области упругих деформаций. Под действием распределенной силовой нагрузки p происходит вдавливание лезвия керамической режущей пластины. При этом действие теплового потока Q на деформацию режущей пластины можно охарактеризовать как компенсирующие действия силовых нагрузок. Однако при смешанной нагрузке это наблюдается только до порогового значения $Q_п$.

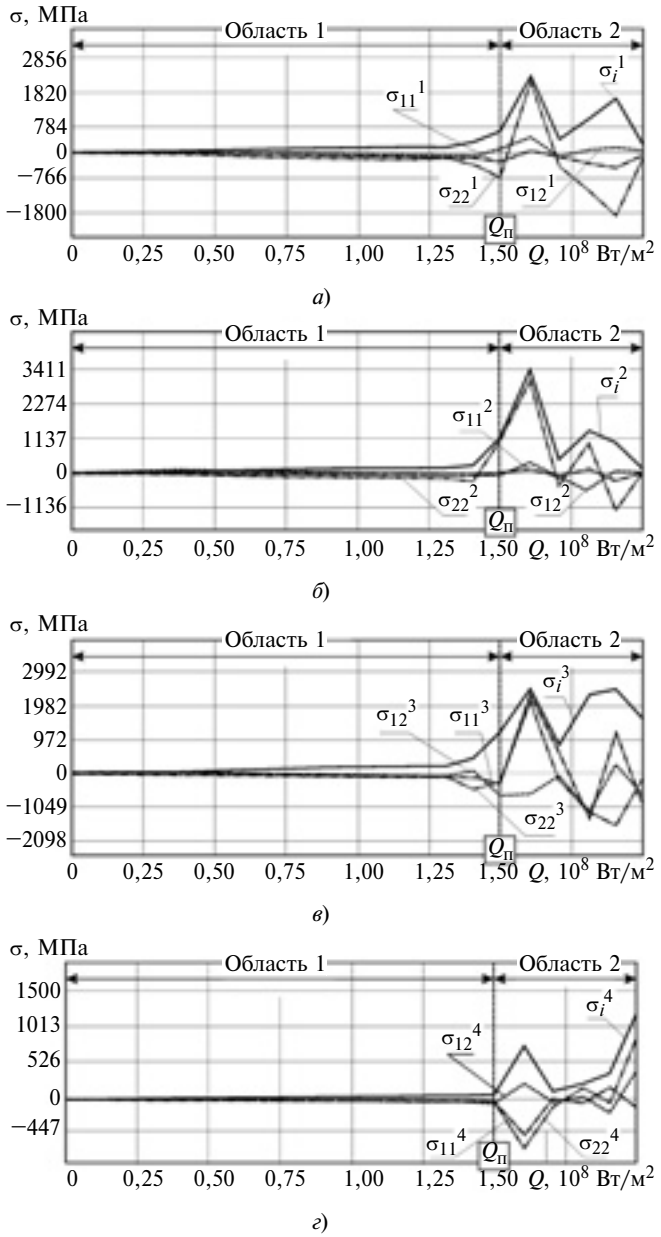


Рис. 5. Зависимости изменения напряжения в КТ1 (*а*); 2 (*б*); 3 (*в*); 4 (*г*) режущей пластины из Al_2O_3 от теплового потока Q [$h = 10^5$ Вт/(м^2 · К); ОМ — СЧ32]

Под действием смешанной нагрузки в режущей пластине формируются поля напряжений σ_{11}, σ_{22}, σ_{12} и σ_i. Их конфигурация определяется совокупностью действующих внешних нагрузок. На рис. 7 (см. обложку) приведены поля напряжений σ_{11}, σ_{22}, σ_{12} и σ_i, возникающие в режущей пластине из Al_2O_3 под действием смешанной нагрузки при $Q < Q_п$.

Поле напряжений σ_{11} характеризуется тремя локальными областями на общем фоне от −522 до +225 МПа. Наибольшей по размерам является область сжимающих напряжений σ_{11}, расположенная вдоль передней поверхности режущей пластины. Здесь напряжения увеличиваются по направлению к поверхности и достигают σ_{11} = 2100 МПа. Вторая локальная область растягивающих напряжений σ_{11} образуется в поверхностном слое режущей пластины вдоль задней поверхности на участке, где имеет место интенсивный теплоотвод. На лезвии режущей пластины формируется третья область сжимающих напряжений, наибольших для инструмента.

Поля напряжений σ_{22} и σ_{12} создаются двумя локальными областями сжимающих напряжений, сформированных сосредоточенными силами F_1 и F_2; на лезвии режущей пластины эти поля имеют форму конуса.

Поле напряжений σ_i состоит из трех локальных областей на общем фоне σ_i = 0,4÷946 МПа. Две локальные области, сформированные сосредоточенными силами F_1 и F_2, на лезвии и передней поверхности режущей пластины, характеризуются наибольшими напряжениями (до 4500 МПа). Третья локальная область напряжений σ_i расположена в поверхностном слое режущей пластины вдоль ее задней поверхности, причем здесь напряжения достигают 1890 МПа. Наибольшие значения σ_i зафиксированы в КТ4, наименьшие — в КТ2.

При смешанном нагружении режущей пластины тепловой поток также оказывает значительное влияние на ее напряженное состояние. Характер этого влияния определяется расположением КТ в режущей пластине и действующим тепловым потоком. При смешанном нагружении режущей пластины также установлена возможность двух состояний (рис. 8).

Рассмотрим влияние теплового потока на напряжения σ_{11}, σ_{22}, σ_{12} и σ_i при смешанном нагружении режущей пластины в разных КТ в первой области. В КТ1 напряжения σ_{11} и σ_{22} имеют тенденцию к снижению, а σ_{12} и σ_i — к повышению при увеличении теплового потока. В КТ2 σ_{11} и σ_{22} увеличиваются, σ_{12} уменьшается со сменой знака при $Q = 0{,}9 \cdot 10^8$ Вт/м^2, а σ_i имеет минимальное значение при $Q = 0{,}8 \cdot 10^8$ Вт/м^2 и затем начинает увеличиваться. В КТ3 режущей пластины все напряжения повышаются при увеличении теплового

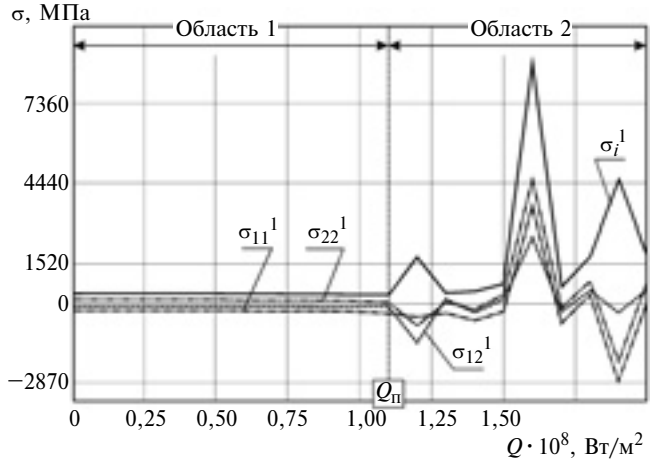


Рис. 8. Зависимости изменения напряжений в КТ1 режущей пластины из Al_2O_3 от теплового потока Q [$F_1 = F_2 = 0{,}1$ Н; $\beta_1 = \beta_2 = 45°$; $p = 10^8$ Па; $h = 10^5$ Вт/(м^2 · К); ОМ — СЧ32]

потока. Здесь зафиксирована наибольшая интенсивность повышения напряжений σ_{11}, σ_{22}, σ_{12} и σ_i при увеличении теплового потока. Очевидно, что в этом определенную роль играет коэффициент теплоотвода в окружающую среду. В КТ4 σ_{11} и σ_{22} снижаются, а σ_{12} и σ_i повышаются при увеличении теплового потока.

Во второй области ($Q > Q_п$) влияние теплового потока на формирование напряжений в режущей пластине резко возрастает. Так, при $Q \geqslant Q_п$ происходит значительное увеличение в совокупности с хаотичным изменением напряжений σ_{11}, σ_{22}, σ_{12} и σ_i, характер которого аналогичен влиянию только одного теплового потока на напряженное состояние режущей пластины. При этом σ_i многократно превышают напряжения, сформировавшиеся в области 1. Так, в КТ1 интенсивность напряжений достигает 9000 МПа. Очевидно, что выявленные особенности напряженного состояния режущей пластины из оксидной керамики могут быть причиной существования зон их эксплуатационной нестабильности. Выявление условий перехода напряженного состояния керамических режущих пластин в область 2 может способствовать повышению эксплуатационных показателей керамических пластин режущего инструмента.

Таким образом, исследовано влияние тепловых нагрузок на НДС режущих пластин из оксидной керамики с учетом нелинейности свойств оксида алюминия и серого чугуна. Полученные зависимости можно использовать при разработке требований к свойствам керамических режущих пластин.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Григорьев С. Н., Кузин В. В.** Перспективы применения инструментов с керамическими режущими пластинами в современной металлообработке // Стекло и керамика. 2011. № 8. С. 17—22.

2. **Беляков А. В., Бакунов В. С.** Создание термостойких структур в керамике / Стекло и керамика. 1996. № 8. С. 14—19.

3. **Кузин В. В.** Тепловое состояние керамических режущих инструментов при высокоскоростной обработке резанием // Вестник машиностроения. 2004. № 9. С. 47—52.

4. **Григорьев С. Н., Мяченков В. И., Кузин В. В.** Автоматизированная система термопрочностных расчетов керамических режущих пластин // Вестник машиностроения. 2011. № 11. С. 26—31.

Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присылать 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. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя 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 высылаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).

УДК 62-752.2

Ю. А. ПОЖИДАЕВ, В. И. КАДОШНИКОВ, канд. техн. наук (Магнитогорский ГТУ им. Г. И. Носова),
e-mailL: yoran74@rambler.ru

Проектирование демпфирующих систем на электромеханических модулях

Предложена методика проектирования демпфирующих систем на основе электромеханических модулей, рассмотрены варианты их реализации в динамических системах, проанализированы результаты лабораторных исследований.

Ключевые слова: энергия, рекуперация, система демпферов, энергия колебаний, спектральная теория, электромеханический модуль.

A design technique of damping systems based on the electro-mechanical modules is proposed. The paper considers their embodiment in the dynamic systems, and the results of laboratory studies are analyzed.

Keywords: energy, recuperation, system of dampers, energy of oscillation, spectral theory, electro-mechanical module.

Металлургическое производство оснащено большим количеством механического оборудования, которое при эксплуатации испытывает знакопостоянные или знакопеременные нагрузки. Циклические нагрузки порождают колебательный процесс. В зависимости от энергосиловых параметров и природы колебательного процесса объект может находиться в установившемся или неустановившемся режиме. Если в установившемся режиме вибрационное поле, передаваемое объектом, превышает нормативное, то применяется гашение колебаний посредством демпфирующих систем. Для неустановившихся или резонансных режимов применяют адаптивные или активные системы демпфирования. Однако доля использования этих систем в общем производстве очень мала из-за их дороговизны и необходимости частого технического обслуживания.

В работе [1] представлен обзор металлургического оборудования, внедрение в которое демпфирующих систем на основе электромеханических модулей обеспечит повышение его эффективности. Комплексный подход к рекуперированию энергии позволит снизить затраты на электроэнергию. Один из методов реализации данного подхода — создание сети автономных потребителей, например сети потребителей для освещения цеха или сети частного жилого комплекса.

Методика проектирования

Гашение колебаний основывается на преобразовании кинетической энергии в другие виды (тепловую или электрическую). Перевод механической энергии в электрическую интересен возможностью утилизации или аккумуляции энергии колебаний.

В настоящее время для исследований и проектирования используют методы моделирования, идентификации и диагностики. При этом совместно с аналитическими методами для изучения динамических свойств объектов машиностроения применяют экспериментальные исследования.

В исследованиях динамики машин и механизмов эксперименты и испытания нашли широкое применение при контроле виброактивности и изучении динамических качеств объектов, при вибродиагностике и управлении режимами их функционирования. При этом достаточно ограничиться анализом наблюдаемых вибраций как сигналов, возникающих при работе машины. Для дальнейшего совершенствования динамических свойств, например путем изменения конструкции или управления параметрами машины, требуется более детализированный анализ динамики объекта как колебательной системы.

При обзоре методик анализа динамики машин, рассматриваемых как колебательные системы, выявлены методы, в основу которых положена теория случайных процессов. Данные методы позволяют спрогнозировать динамические характеристики объекта с учетом поля возмущений и его плотности, что значительно сокращает время конструирования динамической системы.

Основные этапы проектирования демпфирующих систем:

1) выявление природы колебательного процесса (КП);

2) оценивание свойств стационарности и эргодичности случайных КП;

3) определение уровня КП;

4) выявление частотного состава КП;

5) анализ взаимосвязи колебательных процессов;

6) исследование траекторий колебательных движений;

7) определение динамической податливости системы;

8) построение собственных форм колебаний;

9) создание математической модели динамической системы;

10) формулирование граничных условий и выявление рациональных режимов функционирования динамической системы;

11) компоновка известных технических решений так, чтобы режим работы демпфирующей системы обеспечивал качественное функционирование машины.

Перечисленные этапы проектирования можно частично автоматизировать, применяя демпфирующие системы на основе электромеханических модулей, т. е. с кинематической связью между подвижной частью динамической системы, которая участвует в КП, и электрической машиной — электрогенератором, что позволит создать эффективную демпфирующую систему.

Установление природы КП в простейших случаях может оказаться достаточным для разработки модели колебательной системы, определения режимов эксплуатации оборудования без потери устойчивости, снижения виброактивности, повышения динамического качества объекта.

Конкретное и более детальное выявление характера КП представляется целесообразным, так как детализация определяет методы его исследования и позволяет получить более адекватную модель изучаемых явлений. Однако применение электромеханических модулей как демпфирующих систем существенно облегчает решение части задач. Более детальную диагностику выполняют в полуавтоматическом режиме. При этом вместо датчика используют электрогенератор, сигналы которого оцифровываются и анализируются. Полученные данные можно исследовать в статистических программных продуктах или использовать алгоритмы, которые будут реализованы в микропроцессорном блоке управления динамической системы.

Важно знать конечное число источников вибросигнала данной динамической системы, так как оно влияет на быстроту отклика демпфирующей системы и на ее динамические качества.

Оценивание свойств КП: стационарности (неизменности характеристик процесса во времени) и эргодичности (равенство средних по времени значений физических величин, характеризующих систему по их средним статистическим значениям), также происходит в полуавтоматическом режиме. Методика оценки стационарности и эргодичности подробно описана в работе [2].

Определение уровня КП, выявление его частотного состава и анализ взаимосвязи колебательных процессов упрощаются с применением демпфирующих систем на основе электромеханических модулей. На данном этапе проектирования электрогенератор рассматривают не только как датчик, но и как демпфер.

Исследование траекторий колебательных движений динамической системы — задача более сложная. При применении системы демпферов на основе электромеханических модулей (причем система должна содержать более двух демпферов) совокупность полученных электрических сигналов (оцифрованных) дает наглядную картину траекторий колебательных движений. При дальнейшей обработке эмпирического материала выявляют динамическую податливость системы и строят собственные формы колебаний.

На основе исследований множества динамических систем в металлургическом производстве сделан обзор методов расчета, которые могут дать адекватное описание возможностей системы демпферов на электромеханических модулях. Для решения поставленной задачи приемлема спектральная теория с применением преобразования Фурье [3, 4].

Спектральная плотность $\Phi(w_в)$ возмущения выражается энергетическим спектром случайного стационарного процесса и имеет вид:

$$\Phi(w_в) = \int_{-\infty}^{+\infty} R(\tau) e^{-iw_в \tau} d\tau,$$

где $R(\tau)$ — корреляционная функция, которая преобразована интегралом Фурье.

Спектральная плотность возмущения принимает вид [4]:

$$\Phi(w_в) = \sigma_q^2 \frac{2\alpha(\alpha^2 + \beta^2 + w_в^2)}{w_в^4 + 2(\alpha^2 - \beta^2)w_в^2 + (\alpha^2 + \beta^2)^2},$$

где α и β — параметры корреляционной функции при каждой реализации случайного процесса, имеющие различные значения, $с^{-1}$; $w_в$ — частота возмущений, $с^{-1}$; σ_q — характеристика амплитуды, м.

Энергетический амплитудный спектр случайной стационарной функции является спектром квадратов амплитуд воздействия. Следовательно, чтобы получить энергетический амплитудный спектр вынужденных колебаний, необходимо энергетический спектр воздействия, т. е. $\Phi(w_в)$, умножить на квадрат амплитудной частотной характеристики:

$$S(w_в) = \Phi(w_в)|W(iw_в)|^2.$$

В зависимости от того, какие параметры необходимо минимизировать или оптимизировать, определяют частотную характеристику $W(iw_в)$ перемещений, ускорений или угловых колебаний [4].

Чтобы вычислить перемещения и ускорения в одном из направлений колебания объекта, например по оси X, следует рассчитать квадраты среднеквадратичных перемещений (σ_x^2) и ускорений ($\sigma_{\ddot{x}}^2$):

$$\sigma_x^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty S_x(w_в) dw_в;$$

$$\sigma_{\ddot{x}}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty w_в^4 S_x(w_в) dw_в.$$

Зная амплитудно-частотные характеристики объекта в наиболее неустойчивых направлениях,

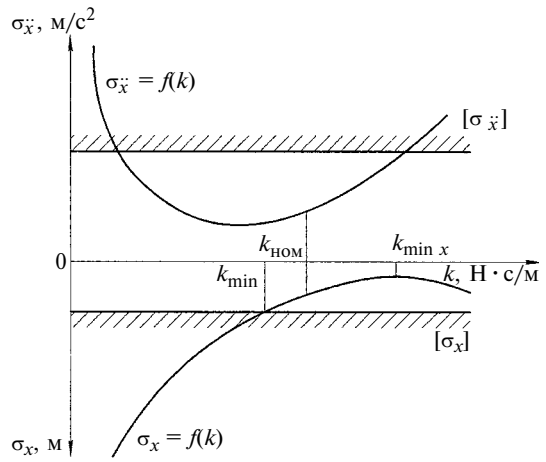


Рис. 1. Пример зависимости перемещений σ_x и ускорений $\sigma_{\ddot{x}}$ от коэффициента k демпфирования

следует в этих направлениях минимизировать перемещения и ускорения в зависимости от коэффициента демпфирования.

Построив зависимости перемещений σ_x и ускорений $\sigma_{\ddot{x}}$ от коэффициента k демпфирования (рис. 1) и задав граничные значения каждого из параметров, можно визуально оценить, какую методику применить для выбора и поиска рационального коэффициента демпфирования. В данном случае можно определить минимальный коэффициент демпфирования, применив один из аналитических методов нахождения экстремумов функции. Сравнив полученные значения и убедившись, что они не превышают граничных условий, необходимо указать номинальное значение $k_{ном}$. Для устойчивой работы динамической системы рекомендуется назначать коэффициент демпфирования $k_{ном} = 1{,}25k_{min}$ [5].

При корректировании коэффициента демпфирования электромеханическим модулем в интервале от $k_{ном}$ до k_{max} можно осуществить пассивное демпфирование, корректируя резонансные режимы, либо применить активное демпфирование. Изменение коэффициента демпфирования во времени может быть как ступенчатым, так и резким. Назначение максимального коэффициента k_{max} демпфирования зависит от требований к динамической системе. В данном случае логичнее максимальный коэффициент демпфирования приравнять к значению, при котором минимальны перемещения, т. е. $k_{max} = k_{min\,x}$.

Если динамическая система совершает работу, на которую влияет изменение функциональных параметров данной системы, то необходимо выявить зависимость коэффициента сопротивления от факторов варьирования, например массы, скорости и др. В большинстве случаев закономерность колебательного процесса динамической системы достаточно объективно описывается регрессионной зависимостью коэффициента сопротивления от параметров варьирования [3].

Если рассматривать динамическую систему как комплекс подсистем, имеющих между собой обратную связь, то подсистема демпферов, снабженная электромеханическими модулями, представляет больший интерес, когда посредством гашения колебаний рекуперируется часть кинетической энергии динамической системы. Чтобы энергия, вырабатываемая электрогенератором, была определенного качества, необходимо не только создать кинематически правильные условия работы, но и грамотно организовать обратную связь. Рационально использовать электрогенератор при нагрузках ниже номинальных, так как гашение резонанса осуществляется увеличением коэффициента демпфирования. Решить эту задачу можно несколькими способами.

Первый способ — увеличение силы или момента сопротивления электрогенератора. Этот способ прост в реализации, однако качество энергии не будет соответствовать ГОСТ 13109—97. Эффективным он будет при установившихся КП без резких изменений и резонансов.

Второй способ — увеличение силы сопротивления другим механическим амортизатором, например гидравлическим с управляемым дросселем. При этом электрогенератор выступает в трех качествах: демпфер, рекуператор и датчик. Посредством связи между механическими и электрическими узлами осуществляется гашение колебаний, а быстродействие данной системы демпферов позволяет применить активное демпфирование при стабилизации динамической системы.

Выбор электрической машины для системы демпфирования является при проектировании ключевым моментом, определяющим ее габаритные размеры, номинальную мощность и самое главное — режим работы. Семейство электрических машин делится на два класса: линейного действия и роторные. При выборе электрогенератора роторного типа необходимо учитывать момент сопротивления на валу: чем он выше, тем эффективней демпфирование и больше возможности управлять КП. Мощность электрогенератора зависит от развиваемой кинетической энергии упругих элементов демпфирующей системы.

При выборе линейной электрической машины, для которой важно постоянство условий работы, т. е. установившийся режим работы, необходимо руководствоваться декрементом затухания. Порядок расчетов, необходимых для выбора линейной электрической машины, подробно представлен в трудах М. Я. Хитерера [6].

Результаты исследований

На экспериментальной установке (рис. 2) исследовали динамическую систему с применением электромеханического модуля в качестве системы демпферов. Были оценены доля энергии, теряемая при КП, и ее рекуперация (в процентах).

При выведении системы из положения равновесия силой $F_в$ возмущения в направлении действия силы $F_т$ тяжести крутящий момент передается посредством троса шкиву *5* электрогенератора *2*. Сигнал от электрогенератора через аналого-цифровой преобразователь (АЦП) поступает в персональный компьютер (ПК), где проводится оценка рекуперируемой энергии *E*.

Изменение полной энергии механической системы, испытывающей вынужденные колебания, имеет вид [7]:

$$\mathrm{d}W/\mathrm{d}t = -r\dot{x}^2 + \dot{x}F_0\cos(\Omega t),$$

где $r\dot{x}^2$ — диссипативная функция; $\dot{x}F_0\cos(\Omega t)$ — мощность внешнего источника энергии.

Для упрощения оценки энергии колебаний процесс рассматриваем при отсутствии источника внешнего воздействия. Экспериментально это происходит после каждого впуска воздуха в камеру пневмоцилиндра: дросселирующий узел открывает клапан для выравнивания давления с окружающей средой. В этот момент замеряют характеристики колебания. Таким образом, механическая колебательная система рассматривается при затухающих колебаниях. Изменение механической энергии соответствует выражению

$$\mathrm{d}W/\mathrm{d}t = -r\dot{x}^2.$$

Это позволяет считать, что вся потенциальная энергия системы полностью рассеивается диссипативными силами. Тогда справедливо утверждение, что накопленная потенциальная энергия тратится на возвращение кинематических элементов динамической системы в статичное состояние, при этом часть ее рассеивается системой демпферов. Поскольку данная динамическая система имеет упругие элементы — пружины, то допустим, что энергия *W* системы равна потенциальной энергии $W_п$ упругих элементов. Тогда справедливо равенство

$$W = W_д = W_п = cx^2/2,$$

где *c* — коэффициент квазиупругой силы, Н/м; *x* — смещение системы от состояния устойчивого равновесия, м; $W_д$ — энергия диссипации, Дж.

Сравнив энергию $W_д$ диссипации с рекуперируемой энергией *E* (т. е. применяя электромеханические модули в системе демпферов), оцениваем долю рекуперируемой энергии. Эксперимент показал, что рекуперируемая энергия *E* составляет 5÷10 % от развиваемой энергии *W* динамической системы.

Разработанная методика проектирования учитывает принцип действия электромеханических модулей при создании демпфирующих систем. Внедрение демпфирующих систем на основе электромеханических модулей расширяет возможности динамических систем: повышается КПД машины в целом, поскольку доля энергии колебаний динамической системы рекуперируется, а энергия диссипации снижена; электрическая машина работает в режиме генератора, а механическая часть может содержать любое известное демпфирующее устройство или амортизатор; электрогенератор является одновременно демпфером, датчиком и рекуператором, что позволяет управлять не только режимом работы демпфирующей системы, но и динамической системой в процессе колебаний.

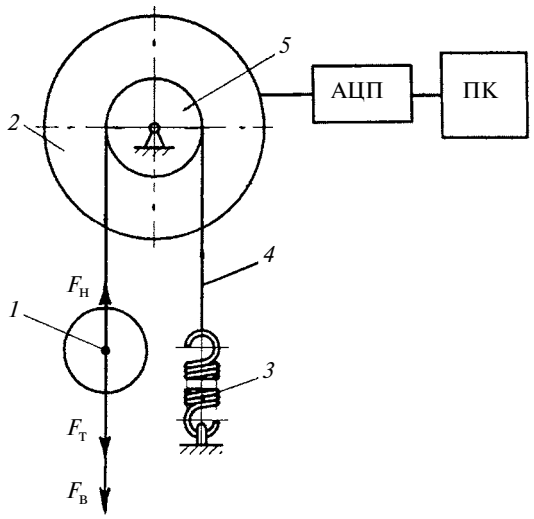


Рис. 2. Схема экспериментальной установки:
1 — груз; *2* — электрогенератор; *3* — пружина; *4* — трос; *5* — шкив

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пожидаев Ю. А., Кадошников В. И., Савочкина Л. В.** Проектирование демпфирующих систем для рекуперации энергии // Вестник МГТУ им. Г. И. Носова. 2011. № 3. С. 80—83.
2. **Добрынин С. А., Фельдман М. С., Фирсов Г. И.** Методы автоматизированного исследования вибрации машин. М.: Машиностроение, 1987. 224 с.
3. **Орлов А. Г.** Методы расчета в количественном спектральном анализе. Л.: Недра, 1977. 223 с.
4. **Силаев А. А.** Спектральная теория подрессоривания транспортных машин. М.: Машиностроение, 1972. 192 с.
5. **Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Уивер У.** Колебания в инженерном деле. М.: Машиностроение, 1985. 472 с.
6. **Хитерер М. Я., Овчинников И. Е.** Синхронные электрические машины возвратно-поступательного движения. СПб.: КОРОНА принт, 2004. 368 с.
7. **Яворский Б. М., Детлаф А. А.** Справочник по физике для инженеров и студентов вузов. М.: Наука, 1965. 3-е изд. 848 с.

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 338.24.01

Е. Р. МИХАЛКО, С. Ю. ЕРОШКИН, кандидаты экономических наук
(Финансовый университет при Правительстве РФ),
e-mail: a.mikhalko@mail.ru

Внедрение новых технологий как инструмент обеспечения экономической безопасности производственной системы

Рассмотрены проблемы обеспечения экономической безопасности, обусловленные внедрением новых технологий в производственную систему, возможные варианты развития событий, условия оптимизации инновационного процесса; блок-схема управления производственной системой в процессе технологических изменений.

Ключевые слова: производственная система, технология, экономическая безопасность, управление.

Authors consider the problems of economic security conditioned by introduction of new technologies into the production system, the possible variants of development, conditions of optimization of the innovation process, and also a controlling flowchart of the production system in the process of technological changes.

Keywords: production system, technology, economic security, management.

Научно-технологические программы разрабатываются как комплекс мероприятий, направленный на разработку и внедрение новых технологий и выпуск нового или улучшенного продукта. При этом в процессе разработки и реализации программ нередко не учитывают такой важный фактор, как необходимость вывода из производства (снятия) устаревших техники и технологий.

Реализация научно-технологических программ направлена на обновление производства путем полной или частичной замены устаревших производственных мощностей новыми, производство более качественной продукции в новых условиях работы без снижения установленных объемов производства и производительности труда. Особенностью данного процесса является диффузия новых технологий в структуру действующего производства с устаревшими производственными фондами и приспособленной к этой структуре системой производственных отношений, базирующейся на отлаженном механизме устойчивых технологических, социально-экономических, технических, управленческих взаимосвязей, не способной воспринять новые технологии без соответствующей реорганизации. *Возникает противоречие между традиционным производственно-технологическим укладом и внедряемыми в производственный процесс технологиями.* Фактором, усугубляющим это противоречие, является отсутствие специалистов с опытом реорганизации производственных систем с учетом научно-технологического прогресса при обеспечении экономической безопасности, обладающих знаниями в вопросах производственных, организационных, управленческих и экономических отношений.

Диффузию технологий в производственные системы на постсоветском пространстве традиционно относили к процессам внедрения. Научные институты воплощают свои идеи в новые технологии, конструкции, машины, оборудование, организационные формы производства посредством соответствующих научно-исследовательских, опытно-конструкторских и проектных разработок, осуществляют подготовку внедрения научно-технических разработок в производство, т. е. выступают базисом данного процесса, оставаясь при этом весьма далекими от практики.

Академик П. Л. Капица, исследуя вопросы организации науки и укрепления ее связи с практикой, отмечал, что слово "внедрение" предполагает "сопротивление тому, что внедряется" [1]. Тормозящая сила этого сопротивления, по сути, пропорциональна структуре производства и возрастает по мере ее усложнения.

Любая технология, не приспособленная к сложившейся структуре производственных от-

ношений и системе управления, теряет свою эффективность. Освоение технологий — это процесс обучения новому. Институты, выполняющие научные исследования и разработки, при этом оторванные от производства, не способны эффективно осуществлять внедрение новых технологий. Поэтому возникла идея интеграции науки и производства посредством создания и развития кластеров "наука ↔ техника ↔ производство" и научно-инновационных структур.

Научными исследованиями и разработками занимаются организации широкой научной направленности: научные, научно-исследовательские, конструкторские, проектные, проектно-изыскательские учреждения; унитарные предприятия; учреждения образования, арендные предприятия; институты повышения квалификации и др. Наиболее весомую их часть в России составляют научно-исследовательские учреждения. Эта организационно-правовая структура доказала свою жизнеспособность и результативность в современных условиях (табл. 1).

В России для научно-исследовательской деятельности и внедрений научных разработок сформирована разветвленная институциональная среда. Научные организации посредством системы научно-технологических программ и прямых хозяйственных договоров на создание инновационной конкурентоспособной продукции осуществляют кооперационное взаимодействие с общероссийским хозяйственным комплексом.

В период 2003—2009 гг. число организаций, выполнявших научные исследования и разработки в России, снизилось на 6,9 %, при этом проектных и проектно-исследовательских организаций стало меньше на 47,1 %, научно-исследовательских организаций — на 26,8 %. В то же время число конструкторских бюро возросло на 65,4 %, а число опытных заводов — в 2 раза.

В России уже достаточно развит частный сектор (табл. 2), интересы которого заключаются в финансировании научных идей и разработок, доведенных в перспективе до стадии промышленного производства для получения прибыли. За 2003—2009 гг. число организаций, выполнявших исследования и разработки в предпринимательском секторе, снизилось на 27,3 %, однако их удельный вес в структуре организаций в динамике превысил 40 %.

Эффективное использование интеллектуального потенциала страны при соответствующем законодательном, организационном и ресурсном обеспечении продуцирует формирование инновационной цепочки: "создание новых и высоких технологий → организация производства → реализация наукоемкой продукции". Этот процесс нельзя недооценивать, так как речь идет о государственной политике инновационного развития страны, цель которой — создание конкурентоспособной экономики [3].

В качестве инструмента разрешения проблемной ситуации в экономике России используются научно-технологические программы. Механизм преодоления существующего противоречия между сложившимся традиционным научно-технологическим укладом производства и технологиями, внедряемыми в производственную систему посредством научно-технологических программ, представлен на рис. 1.

Решение проблем обеспечения экономической безопасности [4], обусловленных внедрени-

Таблица 1

Число организаций, выполнявших научные исследования и разработки в России в 2003—2009 гг.

Организации	Год						
	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009
Научно-исследовательские	256	2464	2115	2049	2036	1926	1878
Конструкторские бюро	228	194	489	482	497	418	377
Проектные и проектно-изыскательские	68	63	61	58	49	42	36
Опытные заводы	28	31	30	49	60	58	57
Высшие учебные заведения	393	402	406	417	500	503	506
Промышленные организации	248	244	231	255	265	239	228
Прочие	268	258	234	312	550	480	454
Всего	3797	3656	3566	3622	3957	3666	3536

Таблица 2

Число организаций, выполнявших научные исследования и разработки по секторам деятельности

Организации	Год						
	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009
Государственный	1233	1230	1282	1341	1483	1429	1406
Предпринимательский	1990	1851	1703	1682	1742	1540	1446
Высшего профессионального образования	526	533	539	540	616	603	603
Некоммерческих организаций	48	42	42	59	116	94	81
Всего	3797	3656	3566	3622	3957	3666	3536

Рис. 1. Схема обеспечения экономической безопасности производственной системы на базе научно-технологических программ

ем новых технологий в производственную систему, состоит из пяти этапов, последовательное выполнение которых формирует стратегию разработки и реализации научно-технологических программ.

При внедрении новых технологий в производство возможны три варианта развития событий, учитывающие фактор времени:

революционный — время внедрения технологий минимально;

эволюционный — внедрение технологий за плановый период;

инерционный — замена устаревших технологий произойдет через n-й период времени.

Первые два варианта сопряжены с так называемыми временны́ми ловушками. Если разработка и внедрение новой технологии займут слишком много времени к моменту ее реализации, то может оказаться, что она уже морально устарела или не имеет практической ценности. Такая ситуация может возникнуть, когда разработка и внедрение технологий отделены друг от друга и рассматриваются как независимые процессы или не синхронизированы во времени и пространстве. Это обусловливает необходимость введения индикатора экономической безопасности в виде *лимита времени на внедрение технологии* ($t_{\lim}$), т. е. максимально возможного отрезка времени, превышение которого делает разработку и внедрение технологий экономически нецелесообразными. Время (t_i) активного использования данной технологии до момента ее снятия является важной характеристикой производственного процесса. Кроме того, подготовка и реализация технологии требуют проведения комплекса научно-технологических и производственных работ, которые необходимо осуществить в течение установленного времени $t_m < t_{\lim}$. Таким образом, реализация научно-технологических программ основана на синхронизации двух противоположно ориентированных векторов производственного процесса: внедрения научно-технологических разработок и снятия устаревших элементов производственной системы, которые можно представить в виде функциональной зависимости от времени. Функции внедрения технологий и снятия элементов характеризуют удельный вес элемента производственной системы в структуре действующих признаков, которые подлежат видоизменению.

Введем условные обозначения: $f(t_1\alpha)$ — функция внедрения новой технологии; $g(t_1\alpha)$ — функция снятия старой технологии; $h(t_1\alpha)$ — функция базовых элементов; $h(\alpha)$ — константа, характеризующая системообразующий элемент, который обеспечивает системе стабильность и жизнеспособность, а также определяет ее способность к видоизменению. Научно-технологические программы — инструмент управления, который влияет на системообразующий элемент производственной системы.

В производственном процессе в каждый момент времени выполняется тождество

$$f(t_1\alpha) + g(t_1\alpha) + h(t_1\alpha) = 1,$$

где t_1 — запланированное время внедрения и снятия технологий; α — текущее время, отмеряемое от запланированного и характеризующее продолжительность жизни объектов, появившихся в плановом году.

Следовательно, при планировании подготовки и реализации технологий, предусмотренных научно-технологической программой, необходимо учитывать фактор синхронности процессов внедрения новых технологий и снятия заменяемых. Анализируя функцию $g(t_1\alpha)$, большое внимание следует уделить физическому

изнашиванию и моральному старению заменяемых технологий.

Физическое изнашивание (ресурс) определяется отраслевыми нормативами. Моральное старение наступает при появлении, более качественных элементов, использование которых приводит к техническому и/или социально-экономическому эффекту. На основании вышеизложенного сформулируем два условия *оптимизации инновационного процесса*. Первое условие — совпадение сроков физического изнашивания и морального старения заменяемых элементов вне зависимости от варианта развития событий: $t_n \to t_m$, где t_n — время разработки, подготовки и реализации технологий; второе условие — t_n и $t_m < t_1 < t_i$.

Реализации научно-технологических программ способствует структурный анализ действующих технологий, направленный как на выявление резервов в различных элементах действующих производственных систем (улучшающие элементы), так и на оценку перспективы возможного совершенствования производства при обязательном условии роста производительности труда (стратегические элементы). Следовательно, научно-технологические программы должны способствовать поддержанию оптимального соотношения между улучшающими и стратегическими технологиями в конкретной производственной системе (*стратегические технологии* направлены на изменение свойств и/или структурного состава всей производственной системы; *улучшающие технологии* — на создание новых свойств отдельных элементов производственной системы, их частичную модернизацию).

Оптимизация производственного процесса предполагает предварительную оценку и учет изменений производства и организации труда, которые являются следствием внедрения инноваций для одной из узловых технологий, взаимодействующая совокупность которых образует производственную систему на конкретном предприятии.

Например, производственную систему предприятия можно представить в виде совокупности взаимодействующих улучшающих технологий, каждая из которых материализуется на рабочих местах в соответствии с существующей организацией производства и обеспечивается соответствующими обслуживающими технологиями. Любая инновация, внедренная хотя бы в одну из улучшающих технологий, способна вызвать изменения в организационно-управленческой, социально-экономической, технической и технологической сферах.

Революционный вариант развития событий характеризуется увеличением числа структурных элементов производственной системы путем их новообразования в результате внедрения технологий. При этом происходит не только увеличение числа улучшающих технологических элементов, но и расширение, укрепление структурных связей между ними, т. е. проявляются свойства *эмерджентности производственной системы* — перехода количественных изменений в качественные в результате возникновения между элементами синергетических связей. На макроэкономическом уровне с эмерджентными свойствами связаны, например, возможность осуществления крупномасштабных мероприятий, различные аспекты научно-технологической политики. Каждый эффект взаимосвязи, неаддитивный по отношению к локальным эффектам, может рассматриваться как проявление эмерджентности.

Эволюционный вариант развития событий отражает увеличение объема улучшающих технологий (или их элементов) производственной системы, а также увеличение связей между элементами при условии, что массив элементов, составляющий стабилизирующую подсистему, остается неизменным, также остается неизменным число образующих систему элементов производственного процесса. Диффузия технологий осуществляется посредством усиления взаимных связей внутри элементов подсистемы и максимального использования синергетического эффекта. Однако этот процесс ограничен максимумом синергетического эффекта, возможного при данной комбинации системообразующих элементов. Наступает момент, когда система не способна генерировать необходимые технологии и контролировать процесс их снятия. Далее возможны два варианта развития событий:

1. Момент достижения максимума ресурсов и возможностей упущен управляющей подсистемой, и система не способна генерировать инновации в необходимом количестве, т. е. ее жизнеспособность уменьшается. Производственная система переходит в инерционный режим обеспечения экономической безопасности.

2. Своевременно предвидя момент достижения максимума синергетического эффекта, управляющая подсистема внедряет новые технологии, изменяющие качественный, количественный или комплексный состав генерирующей стабилизирующей подсистемы. В результате появляется система с новыми уникальными возможностями и потенциалом, т. е. имеет место революционный вариант обеспечения экономической безопасности производственной системы.

Модели инерционного варианта инновационного развития отражают деградацию производственной системы: постепенное уменьшение объемов узловых технологий; ослабление связей меж-

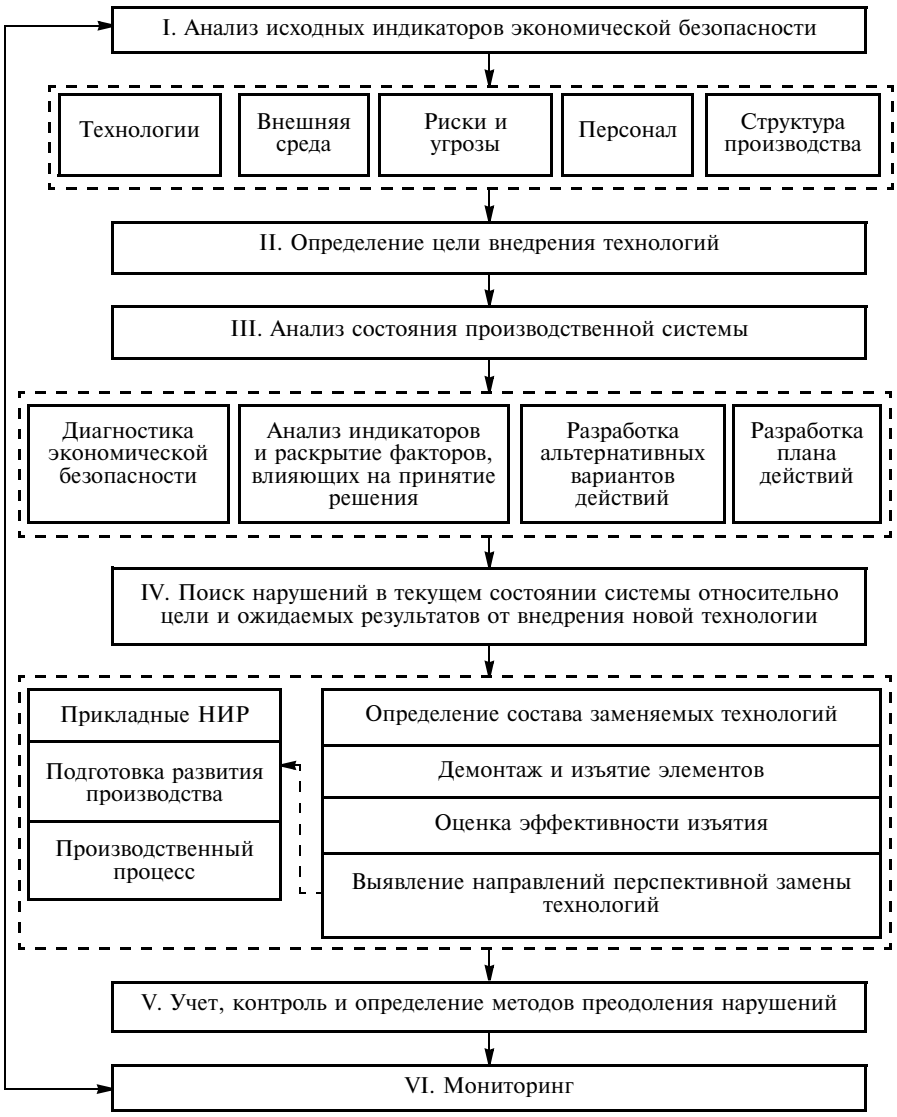


Рис. 2. Схема управления производственной системой в процессе технологических изменений

ду структурными элементами и уменьшение их числа вследствие изнашивания; потерю функций организации и управления системой, т. е. физический износ производственной системы.

Управление изменениями производственной системы, осуществляемое в соответствии со схемой, представленной на рис. 2, становится обязательной частью процесса подготовки и внедрения новых технологий.

Результаты управленческой деятельности на каждом этапе дают возможность предвидеть особенности развития процесса подготовки и реализации инноваций, учитывать требования к технологиям и условия их взаимодействия и реализации, осуществлять мониторинг научно-технологической и производственной деятельности.

Таким образом, при разработке научно-технологических программ необходимо предусматривать:

предварительное планирование и учет изменений технологии и организации производства в производственной системе, возникающих под влиянием научно-технического прогресса и непосредственного внедрения технологий в производство;

совместное рассмотрение, подготовку и реализацию технологий на каждом предприятии (производстве).

В противном случае реализация научно-технологических программ без обеспечения оптимизации процессов внедрения и изъятия производственных элементов не приведет к запланированному эффекту.

Следовательно, для разработки и реализации новых технологий необходимо задействовать определенный комплекс научно-технологических и производственных работ, проведение которых должно быть запланировано в научно-технических программах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Капица П. Л.** Эксперимент. Теория. Практика М.: Наука, 1987. 496 с.

2. **Российский** статистический ежегодник 2010 / Пред. ред. кол. В. Л. Соколин. М.: Росстат, 2010. С. 557.

3. **Ерошкин С. Ю.** Перспективы и условия реализации инновационно-технологического развития экономики. М.: МГТУ "СТАНКИН", 2008. 216 с.

4. **Михалко Е. Р.** Экономическая безопасность потребительской кооперации в условиях инновационного развития. Иваново: Иван. гос. ун-т, 2009. 340 с.

УДК 65.011.46

С. С. ЖЕЛОБАНОВ (Ковровская ГТА им. В. А. Дегтярева), e-mail: studentt04@rambler.ru

Рациональное планирование наладок станков с ЧПУ в условиях мелкосерийного производства

Рассмотрен метод организации работы на станках с ЧПУ в условиях мелкосерийного производства.

Ключевые слова: многостаночное обслуживание, переналадка, рациональное планирование.

The organizational management on the CNC machines in the conditions of a small-scale production is considered.

Keywords: multiple-machine service, readjustment, rational planning.

Рациональная организация работы механообрабатывающего участка, содержащего несколько станков с ЧПУ, в условиях мелкосерийного производства на сегодняшний день — одна из задач, которую необходимо решать на предприятиях с целью повышения эффективности работы оборудования с ЧПУ [1—3]. Под эффективностью будем понимать такой режим работы, при котором отсутствуют простои оборудования.

Затраты на приобретение высокопроизводительного современного оборудования очень значительны, а после ввода в производство оказывается, что при трехсменном режиме оно работает лишь несколько часов в сутки, т. е. его окупаемость может растянуться на многие годы. Стараясь решить эту задачу путем объединения нескольких партий деталей в одну, что увеличивает объем партии, предприятие идет на еще большие затраты, так как увеличивается объем незавершенного производства. Одним из решений задачи является правильная организация работы персонала на участке механической обработки и рациональное планирование переналадок станков с ЧПУ.

Как правило, на участке механической обработки обслуживание станков с ЧПУ обеспечивается оператором и наладчиком. Оператор отвечает за изготовление детали на станке: ее качество, количество изготовленной продукции, контроль режущего инструмента, своевременную его замену и т. д. Наладчик отвечает за наладку станка, обеспечивающую изготовление годных деталей. После наладки станок обслуживает оператор. Эксплуатация оборудования с ЧПУ позволяет оператору работать на нескольких станках, в свою очередь, наладчик не может производить одновременную наладку двух и более станков. Исходя из этого, можно сделать вывод, что оператор — менее квалифицированный работник, чем наладчик, и соответственно, обходится предприятию дешевле. Сбалансировать число операторов и наладчиков на участке зачастую невозможно: в одной ситуации может оказаться недостаток наладчиков, в другой — операторов. Это связано с большой номенклатурой и небольшим временем обработки партии деталей на станке с ЧПУ.

Решение задачи планирования переналадки сводится к своевременной постановке партии деталей на оборудование. Для примера рассмотрим режим работы шести станков с ЧПУ (рис. 1) с уче-

Станок	Время работы, ч	7:00	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00
1	Вид работы											
	Обозначение детали	00.01		00.01			00.02	00.02		00.03		00.03
	Рабочий	1		5			1	5		1		5
2	Вид работы											
	Обозначение детали	00.04	00.04			00.05	00.05					
	Рабочий	2	5			2	5					
3	Вид работы											
	Обозначение детали	00.06		00.07		00.07				00.08		00.08
	Рабочий	5		1		5				2		5
4	Вид работы											
	Обозначение детали	00.09			00.10		00.10					00.11
	Рабочий	6			3		6					3
5	Вид работы											
	Обозначение детали	00.12		00.12								
	Рабочий	3		6								
6	Вид работы											
	Обозначение детали	00.13			00.13							
	Рабочий	4			6							

Рис. 1. Диаграмма работы оборудования:
— обработка; — наладка

Станок	Время работы, ч	7:00	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00
1	Вид работы											
	Обозначение детали	00.06		00.07		00.07				00.03		00.03
	Рабочий	5		1		5				1		5
2	Вид работы											
	Обозначение детали	00.05						00.04		00.04		00.14
	Рабочий	5						2		5		1
3	Вид работы											
	Обозначение детали	00.01		00.02	00.02		00.08		00.08	00.15		00.15
	Рабочий	6		2	5		1		5	2		5
4	Вид работы											
	Обозначение детали	00.09			00.10		00.10					00.11
	Рабочий	6			2		6					2
5	Вид работы											
	Обозначение детали	00.12		00.12								
	Рабочий	1		6								
6	Вид работы											
	Обозначение детали	00.13		00.13								
	Рабочий	2		6								

Рис. 2. Диаграмма работы оборудования после перепланирования:
— обработка; — наладка

том наладок и обработки партий деталей. Цифрами 1÷4 обозначены наладчики, 5 и 6 — операторы.

Число одновременно обслуживаемого оператором оборудования можно рассчитать по формуле $T_{обр} = T_{ст} + T_{уст} + T_{сн} + T_з + T_{доп}$, где $T_{обр}$ — время полной обработки детали на одном станке; $T_{ст}$ — время работы станка без участия оператора; $T_{уст}$, $T_{сн}$ — время установки и снятия детали; $T_з$ — время, необходимое для замера детали; $T_{доп}$ — время на очистку станка, личные надобности и т. д.

Время работы оператора на одном станке определяем по формуле $T_{р.оп} = T_{уст} + T_{сн} + T_з + T_{доп}$.

Тогда получаем: $\sum_{n}^{1} T_{ст} \geqslant \sum_{n}^{1} T_{р.оп}$, где n — число одновременно обслуживаемого оборудования; $\sum_{n}^{1} T_{ст}$ — общее время работы n станков без участия оператора; $\sum_{n}^{1} T_{р.оп}$ — общее время обслуживания n станков одним оператором.

Из рис. 1 видно, что наладка станка 1 для обработки партии деталей 00.01 осуществляется с 7 до 9 ч; их обработка проводится с 9 до 12 ч. Аналогично обозначены режимы работы другого оборудования. Таким образом, с 7 до 17 ч на шести станках проведено 11 наладок общей трудоемкостью 19 ч и обработано 12 партий деталей трудоемкостью 47 ч.

Анализ диаграммы показал, что наладки распределены во времени не совсем удачно. Для работы на шести станках были задействованы шесть рабочих: четыре наладчика и два оператора. Суммарное время всех наладок составило 19 ч, из которых 7 ч работал наладчик 1; 4 ч — наладчик 2; 5 ч — наладчик 3; 3 ч — наладчик 4. Хорошо, если на предприятии нет дефицита наладчиков, и каждый станок налаживает наладчик, который и обрабатывает всю партию деталей. Как же быть с многостаночным обслуживанием? Уже отмечалось, что наладчик — высококвалифицированный специалист, который дорого обходится предприятию, и выполнение им работы оператора не всегда экономически оправдано. Идеальным было бы такое распределение наладок во времени, при котором работают два наладчика, так как трудоемкость всех наладок составляет 19 ч.

На рис. 2 дана диаграмма работы оборудования после перепланирования. Как видно, для организации работы были задействованы два наладчика и два оператора, т. е. сокращено число работающих и исключена возможность простоя оборудования. Перепланирование проведено за счет перераспределения наладок во времени и выбора альтернативного оборудования.

Следовательно, эффективность работы оборудования с ЧПУ в условиях мелкосерийного производства можно обеспечить путем рационального планирования работ с учетом переналадок. Планировать работу следует во всех сменах с определением необходимого числа операторов и наладчиков и регулированием напряженности труда, что исключает возможность простоя оборудования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Синго С.** Быстрая переналадка: Революционная технология организации производства. М.: Алпина Бизнес Букс, 2006. 334 с.

2. **Гаджинский А. М.** Логистика: учебник. 17-е изд., перераб. и доп. М.: Издательско-торговая корпорация "Дашков и К°", 2008. 484 с.

3. **Синица Л. М.** Организация производства: учеб. пособие. 3-е изд. Мн.: ИВЦ Минфина, 2006. 521 с.

УДК 621.9.06

М. В. ЛОМОВ, П. М. ЧЕРНЯНСКИЙ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: Michi.lmv@gmail.com

Снижение биений шпинделя методом последовательных приближений

Предложен способ снижения биения шпинделя без изменения исходной точности подшипников опор путем учета при расчете шпиндельных узлов биений подшипников.

Ключевые слова: шпиндельный узел, метод расчета, точность, биение, подшипник.

Authors propose a method of the spindle beating reduction without change initial accuracy of bearing supports, based on the accounting of the bearings beats at calculation of the spindle units.

Keywords: spindle unit, calculation technique, accuracy, beating, bearing.

Повышение точности обработки наряду с повышением производительности — важное направление при разработке нового технологического оборудования и процессов обработки. Под погрешностью обработки понимается отклонение фактического размера обработанной детали от заданного. На погрешность обработки влияют конструкция станка, инструмент, приспособления, схема установки заготовки при обработке и процессы, сопровождающие работу станка: резание, силовые и тепловые деформации, трение, динамические процессы.

Анализ известных исследований позволил выделить три определяющие точность станков показателя [1]: силовые смещения — определяют силовую составляющую точности станка под действием приложенных к нему сил; тепловые смещения — определяют тепловую составляющую точности станка под действием тепловых воздействий; размерные смещения — определяют размерную составляющую точности станка в зависимости от погрешности размеров и отклонения формы деталей несущей системы станка.

Предметом рассмотрения данной статьи является снижение биения шпинделя без повышения исходной точности подшипников качения опор, т. е. связанное с размерной точностью станка.

Основная причина биения шпинделя — погрешность изготовления подшипников качения опор и сопрягаемых с ними деталей шпиндельного узла (ШУ). Биение шпинделя приводит к погрешностям формы обрабатываемых поверхностей деталей.

Практика показала, что биение собранного шпинделя часто меньше, чем биение подшипника в опорах. При сборке ШУ используют общепринятое правило: биения всех подшипников должны быть направлены в одну сторону. Биение шпинделя при этом для двухопорной схемы определяется из чисто геометрических зависимостей по формуле

$$\Delta = \Delta_1 + \frac{b}{a}(\Delta_1 - \Delta_2),$$

где Δ — биение шпинделя; Δ_1, Δ_2 — биения подшипников соответственно передней и задней опор; a и b — длины консольной и пролетной частей шпинделя.

Если в опоре установлено несколько подшипников, то результирующее биение шпинделя определяется по формуле [2]:

$$\Delta = \frac{3}{2}\left[\frac{\Delta_1}{\sqrt{m_1}} + \frac{b}{a}\left(\frac{\Delta_1}{\sqrt{m_1}} - \frac{\Delta_2}{\sqrt{m_2}}\right)\right],$$

где m_1 и m_2 — числа подшипников в передней и задней опорах.

Однако для многоопорных ШУ вопрос о влиянии направления биения каждого из подшипников опоры на результирующее биение ШУ остается открытым.

Известен метод расчета многоопорных ШУ [3], который позволяет определить прогиб переднего конца шпинделя, угол наклона оси шпинделя, реакции в подшипниках при любом их числе в опорах шпинделя. В основе этого метода лежит уравнение балки на упругих опорах:

$$EIy^{\mathrm{IV}} = p(z), \qquad (1)$$

где E — модуль упругости при изгибе; I — момент инерции сечения; y — прогиб оси шпинделя в сечении с координатой z.

Решение уравнения (1) находится из системы линейных уравнений, состоящей из уравнений граничных условий над опорами и двух уравнений статики. В случае внешней силовой нагрузки и без учета геометрических погрешностей деталей ШУ

Рис. 1 Расчетные значения смещения Δ (■) и угла θ (□) наклона оси переднего конца шпинделя для вариантов 1÷16

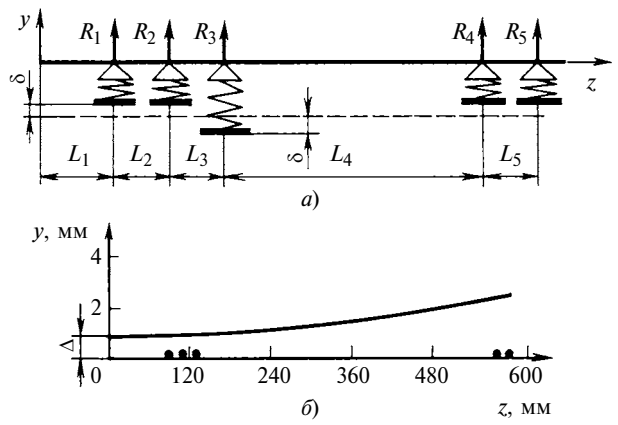


Рис. 2. Расчетная схема (*а*) и кривая оси шпинделя (*б*) для варианта 5

уравнение граничного условия над i-й опорой принимает вид:

$$y_i = -\frac{1}{EI}(A_0 + A_1 z_i + \Phi(z_i)) = \frac{R_i}{k_i}, \qquad (2)$$

где A_0, A_1 — постоянные коэффициенты; $\Phi(z)$ — частное решение уравнения (1), зависящее от вида внешней нагрузки, приложенной к шпинделю; R_i — реакция в i-й опоре; k_i — жесткость i-й опоры.

Если рассматривать шпиндель, ненагруженный внешними силами, и биение i-го подшипника представить как дополнительное известное смещение i-й упругой опоры, то в этом случае $\Phi(z) = 0$, а уравнение (2) граничного условия с учетом биения δ_i подшипника примет вид:

$$y_i = -\frac{1}{EI}(A_0 + A_1 z_i + \Phi(z_i)) = \frac{R_i}{k_i} + \delta_i. \qquad (3)$$

Направление биения учитывается знаком перед δ_i в уравнении (3). Рассматривая различные комбинации ориентации биений подшипников в опорах шпинделя, можно определить оптимальную схему их установки, исходя из условия одновременно малых значений прогиба переднего конца шпинделя и угла наклона оси шпинделя.

Рассмотрим решение этой задачи для пятиопорного ШУ на шарикоподшипниках (обозначим их 1÷5) с диаметром шпинделя $d = 110$ мм, длиной консольной части $b = 80$ мм, расстоянием между опорами $a = 445$ мм, которое принято оптимальным. Подшипники в передней опоре установлены вплотную, жесткость всех подшипников принята одинаковой — $k_i = 15 \cdot 10^4$ Н/мм, биения всех подшипников также приняты одинаковыми — $\delta_i = 2{,}5$ мкм. Результаты расчета смещений и угла наклона оси переднего конца шпинделя из-за наличия биения подшипников для 16 возможных вариантов ориентации биений приведены на рис. 1. Одновременно малые значения смещения и угла наклона оси наблюдаются для варианта 5, при котором биения подшипников 1, 2, 4 и 5 направлены в сторону, противоположную направлению биения подшипника 3. При подобной ориентации биений подшипников и для заданных исходных параметров конструкции ШУ отклонение переднего конца шпинделя составит 0,88 мкм, а реакции $R_1 \div R_5$ в опорах соответственно будут равны: 238; 236; 516; 27, 15 Н. Расчетная схема и кривая изгиба оси шпинделя приведены на рис. 2, *а*, *б*. Прогиб переднего конца шпинделя и реакции в опорах определены решением системы уравнений:

$$\begin{cases}
y_0 + \theta_0 L_1 = -\dfrac{R_1}{k_1} + \delta; \\
y_0 + \theta_0 \sum\limits_{i=1}^{2} L_1 + \dfrac{R_1 L_2^3}{6EI} = -\dfrac{R_2}{k_2} + \delta; \\
y_0 + \theta_0 \sum\limits_{i=1}^{3} L_i + \dfrac{R_1\left(\sum\limits_{i=2}^{3} L_i\right)^3}{6EI} + \dfrac{R_2 L_3^3}{6EI} = -\dfrac{R_3}{k_3} - \delta; \\
y_0 + \theta_0 \sum\limits_{i=1}^{4} L_1 + \dfrac{R_1\left(\sum\limits_{i=2}^{4} L_i\right)^3}{6EI} + \dfrac{R_2\left(\sum\limits_{i=3}^{3} L_i\right)^3}{6EI} + \\
\quad + \dfrac{R_3 L_4^3}{6EI} = \dfrac{R_4}{k_4} + \delta; \\
y_0 + \theta_0 \sum\limits_{i=1}^{5} L_1 + \dfrac{R_1\left(\sum\limits_{i=2}^{5} L_i\right)^3}{6EI} + \dfrac{R_2\left(\sum\limits_{i=3}^{5} L_i\right)^3}{6EI} + \\
\quad + \dfrac{R_3\left(\sum\limits_{i=4}^{5} L_i\right)^3}{6EI} + \dfrac{R_4 L_5^3}{6EI} = \dfrac{R_5}{k_5} + \delta; \\
R_1(L_2 + L_3 + L_4 + L_5) + R_2(L_3 + L_4 + L_5) + \\
\quad + R_3(L_4 + L_5) + R_4 L_5 = 0; \\
R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 = 0.
\end{cases}$$

УДК 621.749:699.268

И. В. РУБАН, канд. техн. наук, Д. Н. КЛАУЧ, В. М. РУБАН, А. А. КУДИНОВ,
Н. Н. ЩЕГОЛЬКОВ, доктора технических наук, А. И. РУБАН (МГОУ им. В. С. Черномырдина),
e-mail: msf-msou@mail.ru

Расчет параметров рабочей поверхности зеркала

Приведен аналитический расчет рабочей поверхности зеркала, рационально охватывающей световую зону эллиптической формы.

Ключевые слова: зеркало, рабочая поверхность, световая зона.

In the paper an analytical calculation of the mirror working surface rationally encompassing the light zone of elliptical shape is presented.

Keywords: mirror, working surface, the light zone.

Для аналитического расчета параметров зеркала, достаточно рационально охватывающего световую зону эллиптической формы, необходимо определить ординату y_1 вершины C треугольника ABC и угол α наклона гипотенузы AC, касающейся световой зоны, очерченной эллиптической кривой $y = \frac{L}{2S}\sqrt{S^2 - 4x^2}$, в точке O с координатами x_O и y_O (рис. 1). Использовав это уравнение, аргументы точки касания которого выражены через ординату y_1 и угол α, определим площадь треугольника ABC:

$$F_{\triangle ABC} = (L - \sqrt{L^2 + S^2\mathrm{tg}\alpha} + S\mathrm{tg}\alpha)^2 \frac{1}{S\mathrm{tg}\alpha}, \qquad (1)$$

где L и S — большая и малая оси эллиптического зеркала.

Учитывая многокомпонентность функциональной зависимости производной $F_{\triangle ABC}$ по приращению аргумента α, оптимальный угол α определяем путем последовательной подстановки в формулу (1) величин, выбираемых, например, по III ряду нормальных углов общего назначения. Предварительно диапазон рациональных углов α определяем визуально по наименьшему значению остаточной площади F (заштрихована на рис. 1) рабочей поверхности зеркала. Оптимальному значению α должно соответствовать наибольшее значение $F_{\triangle ABC}$, определенное по формуле (1). Затем определяем ординату y_1 (пересечение линии AC с линией TC — наибольшей ширины S зеркала), соответствующую найденному значению α, по формуле

$$y_1 = 0{,}5\sqrt{L^2 + S^2\mathrm{tg}^2\alpha - S\mathrm{tg}\alpha}.$$

Основные геометрические параметры зеркала, определяющие его жесткость при наименьших

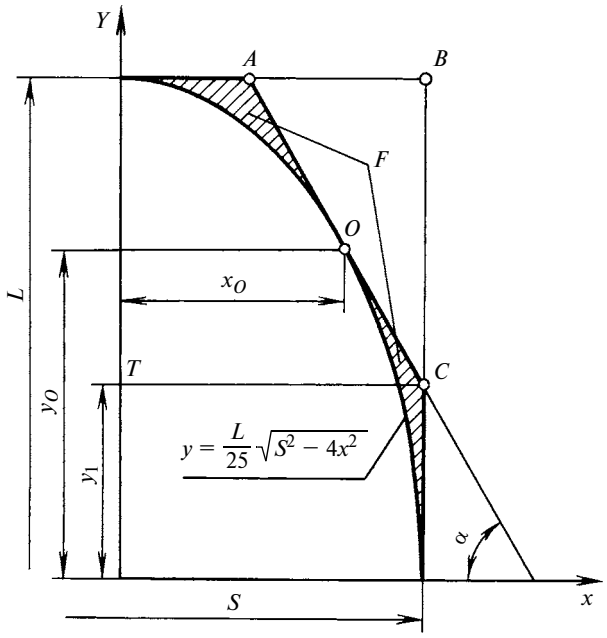


Рис. 1. Расчетная геометрическая схема зеркала

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 83)

В результате предложен метод учета биений подшипников опор шпинделя при расчете ШУ и определения оптимальной ориентации подшипников в опорах, который позволяет рассчитать смещение переднего конца шпинделя, угол наклона оси шпинделя и реакции в опорах. Установлено, что при оптимальной ориентации подшипников в опоре (см. рис. 1, вариант 5) результирующее смещение переднего конца шпинделя более чем в 2 раза меньше принятого биения подшипников. Возникающие при этом силы сопоставимы с силами преднатяга подшипников.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Чернянский П. М.** Основы проектирования точных станков. Теория и расчет. М.: КНОРУС, 2010. 240 с.
2. **Детали** и механизмы металлорежущих станков. Т. 2 / Под ред. Д. Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1972. 520 с.
3. **Чернянский П. М.** Жесткость металлорежущих станков. М.: МВТУ, 1969. 20 с.

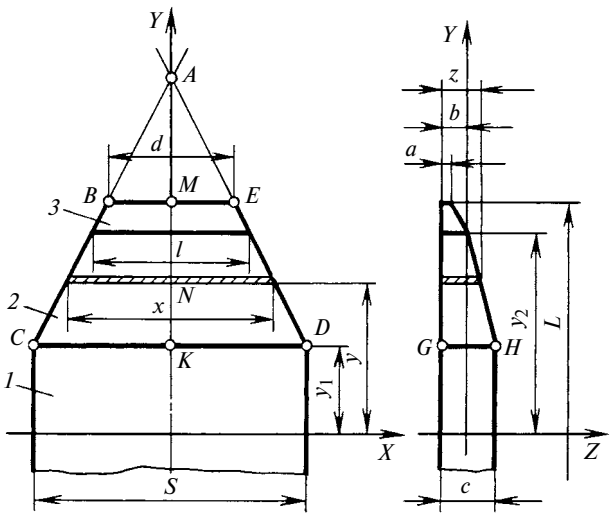


Рис. 2. Схема для расчета параметров рабочей поверхности зеркала

массе и инерционности изгиба, обеспечиваются, как известно, выполнением основания зеркала в виде пластин равного сопротивления. Выбор геометрической формы и параметров обработанной поверхности основания зеркала целесообразно начинать с определения ближайшего прототипа, конструкция которого признана наиболее совершенной, а технология производства — наиболее отработанной.

Все геометрические параметры разрабатываемого зеркала (наибольшая толщина, размеры облегчающих скосов, межцентровые расстояния и диаметры облегчающих отверстий, толщина донных частей этих отверстий) должны быть пропорциональны параметрам основного зеркала. Номинальные значения этих параметров должны быть округлены до ближайших значений, нормированных соответствующими стандартами. Допустимое число рядов облегчающих отверстий вдоль короткой стороны зеркала, геометрия расположения и размеры крайних отверстий целесообразно определять графически при соблюдении соотношений измеряемых диаметров крайних отверстий, толщин их донных частей и боковых стенок.

Расчет массы зеркала целесообразно начинать, предварительно разделив его на геометрические фигуры: параллелепипед *1*; усеченные пирамиды *2* и *3* и группы облегчающих отверстий разных диаметров и глубины (рис. 2). Массы усеченных пирамид *2* и *3* определяем по формулам:

$$m_2 = \frac{1}{g}\int_{y_1}^{y_2} yxz\,\mathrm{d}y = \frac{\gamma}{g}(y_2 - y_1)\left\{cS - \frac{1}{2}[c(S - l) + S(c - b)] + (S - l)\frac{c - b}{3}\right\};$$

$$m_3 = \frac{\gamma}{g}(L - y_2)\left\{bl - \frac{1}{2}[b(l - d) + l(b - a)] + (l - d)\frac{b - a}{3}\right\},$$

где γ — удельный вес материала зеркала; g — ускорение свободного падения; параметры зеркала, входящие в уравнения, см. на рис. 2.

Момент инерции параллелепипеда *1* определяем по известной формуле справочника[1]: $J_1^{xx} = \frac{m_1}{12}(4y_1^2 + c^2)$, где m_1 — масса параллелепипеда *1*.

Достаточно точная аналитическая зависимость момента инерции усеченной пирамиды *2* имеет вид:

$$J_2^{xx} = \int_{y_1}^{y_2}\left\{\frac{\mathrm{d}m}{12}[(\mathrm{d}y)^2 + z^2] + y^2\mathrm{d}m\right\}\mathrm{d}y.$$

Подставив вместо $\mathrm{d}m$, x и z их значения, проинтегрировав и выполнив необходимые преобразования, определим момент инерции усеченной пирамиды *2*:

$$J_2^{xx} = \frac{\gamma}{g}\left\{(y_2 - y_1)\left[\frac{Sc}{36}(c^2 + cb + b^2) + \left[\frac{(S-l)c + S(c-b)}{12}\right]\left[\frac{2c}{3}(c-b) - \frac{(c-b)^2}{4}\right] + \frac{(c-b)(S-l)}{12}\left[\frac{c^2}{3} - \frac{c}{2}(c-b) + \frac{(c-b)^2}{5}\right]\right] + \frac{y_2^3 - y_1^3}{3}\left[Sc + y_1\frac{c(S-l) + S(c-b)}{y_2 - y_1} + y_2^2\frac{(S-l)(c-b)}{(y_2-y_1)^2}\right] - \frac{y_2^4 - y_1^4}{4}\left[\frac{c(S-l) + S(c-b)}{y_2 - y_1} + 2y_1\frac{(S-l)(c-b)}{(y_2-y_1)^2} + \frac{y_2^5 - y_1^5}{5}\frac{(d-l)(c-b)}{(y_2-y_1)^2}\right]\right\}.$$

Момент инерции усеченной пирамиды *3* относительно оси *X* определим по формуле

$$J_3^{xx} = \frac{\gamma}{g}\left\{\left(\frac{L}{2} - y_2\right)\left[\frac{bl}{36}(a^2 + ab + b^2) + \left[\frac{(b(l-d))c + l(b-a)}{12}\right]\left[\frac{2b}{3}(b-a)\right] - \frac{b^2}{2} - \frac{(b-a)^2}{4}\right] + \frac{(b-a)(l-d)}{12} \times\right.$$

[1] **Краткий** физико-математический справочник / Под ред. К. П. Яковлева. Т. 2. М.: Физматгиз, 1962. 420 с.

$$\times \left[\frac{b^2}{3} - \frac{b}{2}(b-a) + \frac{(b-a)^2}{5}\right]\Bigg] + \frac{L^3 - y_2^3}{3} \times$$

$$\times \left[bl + y_2 \frac{b(l-d) + l(b-a)}{\frac{L}{2} - y_2} + y_2^2 \frac{(l-d)(b-a)}{\left(\frac{L}{2} - y_2\right)^2}\right] -$$

$$- \frac{\frac{l^4}{16} - y_2^4}{4} \left[\frac{b(l-d) + l(b-a)}{\frac{L}{2} - y_2} + 2y_2 \frac{(l-d)(b-a)}{\left(\frac{L}{2} - y_2\right)^2} + \right.$$

$$\left. + \frac{\frac{l^5}{32} - y_2^5}{5} \frac{(l-d)(b-a)}{\left(\frac{L}{2} - y_2\right)^2}\right]\Bigg\}.$$

Величину, на которую уменьшится суммарный момент инерции зеркала за счет выполнения группы центральных облегчающих отверстий глубиной H и диаметром d, определим по формуле $J_d^{x_0} = \frac{Hmd}{12}\left(H^2 + \frac{3}{4}d^2\right)n$, где n — число центральных отверстий, расположенных в плоскости оси X; Hmd — масса материала, удаленного из каждого отверстия диаметром d.

Величину, на которую уменьшится момент инерции вследствие симметричного расположения (на расстоянии x_i от оси X) пар рядов n_i единиц облегчающих отверстий диаметром d и глубиной h, определим по формуле $J_d^{x_i} = \left[\frac{1}{6}\left(h^2 + \frac{3}{4}d^2\right)n_i + x_i^2\right]hmd.$

Московская международная выставка инструментов и оборудования — MITEX—2011

В ноябре прошлого года в Экспоцентре состоялась крупнейшая инструментальная выставка — Московская международная выставка инструментов и оборудования (MITEX), в которой приняли участие 450 экспонентов из шестнадцати стран: России, Польши, Германии, Франции, Китая, Тайваня, Индии, Италии, Украины, Белоруссии, Латвии, Швеции, Испании, Италии, Лихтенштейна, Португалии.

Организатор выставки — компания «ЕвроЭкспо» — член Всемирной ассоциации выставочной индустрии UFI. Стратегическими партнерами выставки стали Российская ассоциация торговых организаций и производителей электроинструмента и средств малой механизации (РАТПЭ) при поддержке Ассоциации строителей России и Российского союза промышленников и предпринимателей. Официальные спонсоры — ЗАО «Интерскол» и ООО Robert Bosch — крупнейшие производители электроинструмента.

В рамках выставки прошла конференция РАТПЭ «Российский рынок электроинструмента и средств малой механизации, Состояние и перспективы», состоялись семинары: «Смазочные материалы для электро- и бензоинструмента. Применение масла и пластичных смазок» — организатор компания ООО «Нанотехнологии» и «Рынок строительных лазеров в РФ. Тенденции, перспективы, инновации» — организатор компания ООО «Кондтроль». Большой интерес у посетителей вызвало развлекательного шоу — Гонки ленточных шлифовальных машин, организатором которого стал журнал «Tools-expert».

На MITEX—2011 была представлена продукция ведущих производителей электро- и бензиноинструмента, абразивов, крепежа, электрогенераторов и другого оборудования.

ОАО “Белгородский абразивный завод”.

Ленты для узколенточных шлифовальных машин. Абразивный материал — электрокорунд, карбид кремния, циркониевый электрокорунд, керамический корунд; основа лент — ткань хлопчатобумажная, полиэстер, бумага. Размеры лент: ширина 6÷500 мм, длина от 115 мм. Зернистость 80Н÷М40 по ГОСТ 3647—80. Применяются для абразивной обработки различных материалов на узколенточных шлифовальных станках. Качество обработки поверхности и стойкость шлифовальной ленты зависит от выбора зернистости шлифовальной ленты и конфигурации ее шва.

Ленты для широколенточных шлифовальных станков. Абразивный материал — электрокорунд и карбид кремния; основа — полиэстер, плотная бумага, комбинированная ткань. Ширина ленты 500÷3100 мм. Зернистость 80Н÷М28. Применяются для абразивной обработки в металлургическом и деревообрабатывающем производстве. Ширина лент больше ширины основы шлифовальной шкурки.

Круги лепестковые для зачистки криволинейных поверхностей от окалины и продуктов коррозии, шлифования и полирования изделий из металлов, дерева, пластмассы и других материалов. Основа кругов — хлопчатобумажная ткань, полиэстер; абразивный материал — электрокорунд, карбид кремния, циркониевый корунд. Зернистость шлифовальных кругов 50Н÷М40. Наружный диаметр

кругов 90÷400 мм; диаметр посадочного отверстия 12÷127 мм; высота 30÷100 мм.

Круги шлифовальные лепестковые с оправкой для шлифования и полирования труднодоступных поверхностей, снятия заусенцев в отверстиях, удаления окалины, продуктов коррозии. Применяются на ручных, пневмо- и электромашинках при обработке профильных поверхностей прессформ, штампов, в инструментальном производстве, при обработке внутренних поверхностей и отверстий, изготовлении и ремонте корпусных деталей, сварных металлоконструкций и емкостей. Основа шлифовальных кругов — хлопчатобумажная ткань, полиэстер; абразивный материал — электрокорунд, карбид кремния, циркониевый корунд. Применяются для шлифования всех видов высоколегированных сталей, твердых цветных металлов, термостойких, коррозионностойких и закаленных сталей, низколегированных сталей, цветных металлов, сплавов, древесины, пластмассы, кожи и стекла; могут использоваться на пневматических и электрических шлифовальных машинах. Диаметры кругов: 50, 60 и 80 мм; высота: 20, 30, 40 и 50 мм, зернистость 50Н÷М50, диапазон частоты вращения 9600÷15 300 мин$^{-1}$.

Круги шлифовальные лепестковые торцевые для торцевого и плоского шлифования, обработки кромок и сварных швов деталей и конструкций из различных марок сталей и цветных металлов.

Шлифовальные круги КЛТ-3. Их особенность — наличие парных лепестков: основного и вспомогательного. Увеличенная площадь контакта вспомогательного лепестка с обрабатываемым изделием обеспечивает увеличенный съем материала в единицу времени.

Шлифовальные листы для обдирочных работ, черновой и чистовой обработки и полирования изделий из металлов, сплавов, дерева, пластмассы и др. Основа листов — хлопчатобумажная ткань, водостойкая и неводостойкая бумага. Зернистость 100÷М40. Размеры листов: 115 × 140 мм; 170 × 240 мм; 230 × 280 мм, 240 × 720 мм (для паркетно-шлифовальных машин).

ИРЛЕН—Инжиниринг (г. С.-Петербург) предложила новые зарубежные разработки, технологии и промышленное оборудование для термической резки и сварочных работ.

Технология OFC газо-кислородной резки, основанная на экзотермической реакции горения железа в среде чистого кислорода. Разрезаемый металл в начале резки нагревается пламенем до температуры воспламенения, после чего подается чистый кислород и начинается резка. Газо-кислородная резка требует применения материалов со следующими свойствами: температура плавления выше температуры воспламенения в чистом кислороде (в противном случае металл плавится не сгорая); температура плавления окислов металла ниже температуры плавления самого металла (иначе образующиеся окислы нельзя удалить из зоны резки); окислы металла должны обладать достаточной жидкотекучестью для выдувания их кислородной струей из зоны резки; теплопроводность металла должна быть не высокой, чтобы не рассеивать теплоту в зоне резки; количество теплоты, выделяющейся при сгорании металла в кислороде, должно обеспечивать непрерывную резку.

Источник питания P-Tronic 120 AUTO для механизированной плазменной резки углеродистых, легированных и коррозионностойких сталей, меди, алюминия и других цветных металлов. Плазмообразующий газ — воздух. Режимы резки: резка с зазором, резка с опорой сопла, выполнение канавок. Источник оснащен встроенным интерфейсом для подключения ЧПУ и блоком контроля высоты резки, а также устройством точной установки тока резки и расхода воздуха, манометром для контроля давления воздуха. Питающее напряжение 400 В, потребляемая мощность 23 кВт, давление сжатого воздуха 4,5÷6 МПа. Толщина резки для низкоуглеродистой стали: качественная резка — 22 мм, разделительная резка — 30 м, резка от края детали — 40 мм. Габаритные размеры источника питания 340 × 570 × 610 мм, масса 39 кг.

Переносная машина КС-5 для прямолинейной резки листовых конструкций в стесненных условиях, в том числе в вертикальном положении. Резка — газо-кислородная, горючий газ — ацетилен/пропан. Машина перемещается по жесткому направляющему рельсу с магнитным креплением. Привод перемещения — электрический, толщина резки 6÷100 мм. Предназначена для разделительной резки под любым углом со скоростью до 400 мм/мин. Питающее напряжение 220 В; габаритные размеры 740 (включая рельс) × 800 × 400 мм, масса 5,9 кг.

Машина для фигурной термической резки труб с ЧПУ при производстве химического и нефтеперерабатывающего оборудования. Машина выполняет: косые срезы концов труб; криволинейные срезы концов труб (резку патрубков); резку секций для секционных отводов; вырезку центровых отверстий для патрубков; резку труб квадратного сечения.

Самоходный автомат MZC-P3 тракторного типа для сварки под флюсом стыковых, нахлесточных и тавровых швов внутри и вне колеи. Используются два источника питания: постоянный ток — стандартный инверторный источник питания Evo SAW; переменный ток — сварочный трансформатор Evo AC1200. Режимы сварки: под флюсом одной проволокой диаметром 1,6 и 2 мм; под флюсом одной проволокой диаметром 3 мм; под флюсом двумя проволоками диаметром 1,6 и 2 мм; возможны: сварка под флюсом, ручная сварка штучным электродом, воздушная дуговая строжка. Обеспечивается устойчивая защита от перегрева и короткого замыкания. Осуществляется управление с точным заданием сварочных параметров. Питающее напряжение автомата 380 В, потребляемая мощность 103 кВт, сила тока 286 А, напряжение сварочной дуги 44 В, сила сварочного тока 200÷500; 450÷850; 800÷1200 А. Габаритные размеры 974 × 564 × 1360 мм, масса 700 кг.

Чл.-корр. АПК А. Н. Иванов